



**Universidad Carlos III de Madrid**  
**Departamento de Ingeniería Mecánica**



**"MODELADO Y ANÁLISIS  
VIBRACIONAL Y DE  
DESPLAZAMIENTO DE LA MÁQUINA  
DE SIMULACIÓN DE FALLOS"**

Autor:

Guillermo Eliseo Pérez Flores

Tutores:

Juan Carlos García Prada

Alberto Ordoñez

Julio 2009



## TABLA DE CONTENIDOS

TABLA DE CONTENIDO .....	2
TABLA DE CONTENIDOS .....	2
INDICE DE ILUSTRACIONES .....	4
INDICE DE GRÁFICAS .....	6
INDICE DE TABLAS .....	7
1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS .....	8
2. PROGRAMAS UTILIZADOS .....	9
2.1 SOLID EDGE .....	9
2.2 FEMAP .....	16
3. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS .....	23
<b>3.</b> .....	23
1 INTRODUCCIÓN .....	23
3.2 ELEMENTOS BÁSICOS .....	25
3.3 DEFINICIÓN DEL MÉTODO .....	27
3.4 APLICACIONES .....	32
3.5 VENTAJAS .....	33
4. MODOS DE VIBRACIÓN (Frecuencias Naturales) .....	34
5. DESCRIPCIÓN DEL MODELO INICIAL .....	41
5.1 INTRODUCCIÓN .....	41
6.2 COMPONENTES DEL MODELO Y MATERIALES .....	46
6.1 INTRODUCCIÓN .....	48
6.2 PARTES Y SUBCONJUNTOS .....	50
7. METODOLOGÍA DE ANÁLISIS CON FEMAP .....	60
7.1 INTRODUCCIÓN .....	60
7.2 PROCESO DE SIMULACIÓN FEM .....	61
7.3 VISUALIZACIÓN DE RESULTADOS .....	70
8. RESULTADOS DEL ANÁLISIS .....	72
8.1 MODO PROPIOS DE VIBRACIÓN .....	72
8.1 DESPLAZAMIENTO Y ENERGÍA DE DEFORMACIÓN .....	84
9. CONCLUSIONES .....	93
10. TRABAJOS FUTUROS .....	94
11. INCIDENCIAS .....	95
12. BIBLIOGRAFIA .....	97
12.1 LIBROS .....	97



12.1 PÁGINAS WEB .....	98
13. ANEXOS .....	99



## INDICE DE ILUSTRACIONES

ILUSTRACIÓN 2.1 SOLID EDGE .....	9
ILUSTRACIÓN 2.2 .STEERING WHEEL .....	10
ILUSTRACIÓN 2.3 . BARRA DE COMANDOS .....	11
ILUSTRACIÓN 2.4 . ENTORNO PIEZA .....	13
ILUSTRACIÓN 2.5 . PATHFINDER .....	14
ILUSTRACIÓN 2.6 . ENTORNO CONJUNTO .....	15
ILUSTRACIÓN 2.7 . FEMAP .....	16
ILUSTRACIÓN 2.8 . ESQUEMA FEMAP .....	17
ILUSTRACIÓN 2.9 . <i>BOEING, FEMAP Y LA SPACESTATION</i> .....	18
ILUSTRACIÓN 2.10. <i>PROGRAMAS CAD SOPORTADOS POR FEMAP</i> .....	19
ILUSTRACIÓN 2.11. SOLVER DE FEMAP .....	20
ILUSTRACIÓN 2.12. <i>TIPOS DE ANÁLISIS SOPORTADOS POR FEMAP DE ALGUNOS PAQUETES MEF DEL MERCADO</i> .....	21
ILUSTRACIÓN 2.13. CONFIGURACIONES FEMAP .....	21
ILUSTRACIÓN 5.1. MFS REAL .....	41
ILUSTRACIÓN 5.2 . TIPOS DE MFS .....	42
ILUSTRACIÓN 5.3 . PARTE POSTERIOR DE MFS .....	43
ILUSTRACIÓN 5.4 . MFS CON PROTECTOR .....	43
ILUSTRACIÓN 5.5 . VISTA LATERAL MFS .....	44
ILUSTRACIÓN 5.6 . MODIFICACIONES MFS .....	45
ILUSTRACIÓN 5.7 . MFS DEL CATÁLOGO .....	47
ILUSTRACIÓN 6.1 . BANCADA MODELADA .....	48
ILUSTRACIÓN 6.2 . BANCADA CON RENDERIZADO .....	49
ILUSTRACIÓN 6.3 . ELEMENTO SUJECIÓN .....	50
ILUSTRACIÓN 6.4 . PLACA SUJECIÓN .....	50
ILUSTRACIÓN 6.5 . PASANTE INFERIOR .....	51
ILUSTRACIÓN 6.6 . PASANTE SUPERIOR .....	51
ILUSTRACIÓN 6.7 . COJINETE .....	52
ILUSTRACIÓN 6.8 . SUBCONJUNTO SUJECIÓN EJE .....	52
ILUSTRACIÓN 6.9 . PLACA ALUMINIO .....	53
ILUSTRACIÓN 6.10 . SOPORTE VERTICAL .....	53
ILUSTRACIÓN 6.11 . SUJECIÓN COMPLETA EJE .....	54
ILUSTRACIÓN 6.12 . MOTOR MODELADO .....	55
ILUSTRACIÓN 6.13 . PLACA SUJECIÓN MOTOR .....	55
ILUSTRACIÓN 6.14 . SISTEMA SUJECIÓN MOTOR .....	56
ILUSTRACIÓN 6.15 . SILENT BLOCK .....	57
ILUSTRACIÓN 6.16 . MFS MODELADA .....	58
ILUSTRACIÓN 6.17 . MFS CON RENDERIZADO .....	58
ILUSTRACIÓN 6.18 . CONJUNTO COMPLETO RENDERIZADO .....	59
ILUSTRACIÓN 7.1 . IMPORTAR GEOMETRÍA EN FEMAP .....	61
ILUSTRACIÓN 7.2 . MALLADO EN FEMAP .....	62
ILUSTRACIÓN 7.3 . ENTRADA DE SELECCIÓN .....	63
ILUSTRACIÓN 7.4 . AUTOMALLADO .....	63
ILUSTRACIÓN 7.5 . CONECTAR CARAS .....	64
ILUSTRACIÓN 7.6 . AUTODETENCIÓN DE CONEXIONES .....	65
ILUSTRACIÓN 7.7 . RESTRICCIONES .....	66
ILUSTRACIÓN 7.8 . GDL RESTRICCIONES .....	66
ILUSTRACIÓN 7.9. RESTRICCIONES EN SUPERFICIES .....	67
ILUSTRACIÓN 7.10. RESTRICCIONES EN GEOMETRÍA .....	68
ILUSTRACIÓN 7.11. ANÁLISIS FEMAP .....	69
ILUSTRACIÓN 7.12. TIPO DE ANÁLISIS .....	69
ILUSTRACIÓN 7.13. DESTINO RESULTADOS .....	70
ILUSTRACIÓN 7.14. SALIDA DE RESULTADOS .....	70
ILUSTRACIÓN 7.15. CARACTERÍSTICAS DE LOS RESULTADOS .....	71



ILUSTRACIÓN 7.16. OPTIMIZACIÓN DEL MODELO .....	71
ILUSTRACIÓN 8.1 . BANCADA MALLADA .....	72
ILUSTRACIÓN 8.2 . EJE Y EJE-DISCO .....	75
ILUSTRACIÓN 8.3 . ENTALLA EN EL EJE .....	77
ILUSTRACIÓN 8.4 . ENTALLA DE 1,33MM Y 2,67MM .....	77
ILUSTRACIÓN 8.5 . ENTALLA DE 4MM Y 5,34MM .....	78
ILUSTRACIÓN 8.6 . ENTALLA DE 6,67MM Y 8MM .....	78
ILUSTRACIÓN 8.7 . EJE-DISCO .....	81
ILUSTRACIÓN 8.8 . EJE CON ENTALLA.....	84
ILUSTRACIÓN 8.9 . DEFORMACIÓN ENTALLA 1,33MM Y 2,67MM .....	86
ILUSTRACIÓN 8.10 . DEFORMACIÓN ENTALLA 4MM Y 5,34MM .....	86
ILUSTRACIÓN 8.11 . DEFORMACIÓN ENTALLA 6,67MM Y 8MM .....	86
ILUSTRACIÓN 8.12 . EJE- DISCO MALLADO .....	89
ILUSTRACIÓN 8.13 . DEFORMACIÓN EJE-DISCO ( 1,33MM Y 2,67MM ).....	91
ILUSTRACIÓN 8.14 . DEFORMACIÓN EJE-DISCO ( 4MM Y 5,34MM ).....	91
ILUSTRACIÓN 8.15 . DEFORMACIÓN EJE-DISCO ( 6,67MM Y 8MM ).....	92



## INDICE DE GRÁFICAS

GRÁFICA 8.1 . RELACIÓN FRECUENCIAS ENTRE BANCADAS .....	73
GRÁFICA 8.2 . MODO 3 DE LAS BANCADAS .....	74
GRÁFICA 8.3 . RELACIÓN FRECUENCIAS EJE Y EJE-DISCO .....	76
GRÁFICA 8.4 . MODO 3 DEL EJE CON ENTALLAS.....	79
GRÁFICA 8.5 . FRECUENCIAS NATURALES DEL EJE CON ENTALLAS .....	80
GRÁFICA 8.6 . MODO 3 DEL EJE-DISCO CON ENTALLAS .....	82
GRÁFICA 8.7 . RELACIÓN EJE Y LOS EJES CON ENTALLAS .....	83
GRÁFICA 8.8 . DESPLAZAMIENTO MODO 3. EJE CON ENTALLAS.....	85
GRÁFICA 8.9 . MODO 3 DE LOS EJES.....	85
GRÁFICA 8.10 . ENERGÍA DE DEFORMACIÓN DE LOS EJES CON ENTALLA.....	87
GRÁFICA 8.11 . ENERGÍA DE DEFORMACIÓN DE LOS EJES. ....	88
GRÁFICA 8.12 . DESPLAZAMIENTO MODO 3. TODOS LOS EJES .....	88
GRÁFICA 8.13 . DESPLAZAMIENTO MODO 3 . EJE-DISCO CON ENTALLAS.....	89
GRÁFICA 8.14 . DESPLAZAMIENTO MODO 3. TODOS LOS EJES .....	90
GRÁFICA 8.15 . ENERGÍA DE DEFORMACIÓN EJE-DISCO CON ENTALLAS.....	92



## INDICE DE TABLAS

---

TABLA 8.1. MODOS DE LAS BANCADAS.....	73
TABLA 8.2 . MODOS DEL EJE.....	75
TABLA 8.3 . MODOS EJE CON DISCO.....	76
TABLA 8.4 . MODOS DE LOS EJES CON LA ENTALLAS .....	79
TABLA 8.5 . MODOS DE LOS EJES CON ENTALLAS Y EL DISCO .....	82



## 1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

El presente Proyecto Fin de Carrera tiene como objetivo el estudio del comportamiento del conjunto formado por el Rotokit y la bancada para su sujeción. Dicho conjunto está formado por la máquina en cuestión ( *Machine Fault Simulation* ), la bancada de acero y los correspondientes silent block para ambos elementos.

Se construirá un modelo mediante el software de diseño *Solid Edge Synchronous Technologies*, con el cual modelaremos a tamaño real todas las partes del conjunto intentando aportar el mayor realismo posible. Para ello se respetarán todos los elementos determinantes y se realizarán solo las simplificaciones oportunas. Montaremos el conjunto total y daremos movimiento a las partes necesarias para aumentar el realismo. Una vez construido el modelo se simulará con el programa de elementos finitos *Femap V10*, llevando a cabo diferentes análisis para poder comprender el funcionamiento del conjunto.

Una parte importante del proyecto será el estudio de los modos propios de vibración del eje perteneciente a la *Machine Fault Simulation* en función de la profundidad de una entalla en el punto intermedio. En la misma línea de estudio utilizaremos como objeto dicho eje con un disco concéntrico y una masa localizada en el extremo, estudiando de nuevo la influencia en los modos propios de vibración.

Por otro lado, estudiaremos el comportamiento de la bancada de forma aislada y realizaremos un estudio dinámico de las velocidades críticas del conjunto, todo ello con el programa *Femap V10*.



## 2. PROGRAMAS UTILIZADOS

### 2.1 SOLID EDGE

*Solid Edge* es un programa de parametrizado de piezas en 3D basado en un software de sistema de diseño asistido por ordenador (CAD). Permite el modelado de piezas de distintos materiales, doblado de chapas, ensamblaje de conjuntos, soldadura y funciones de dibujo en plano.

Para la realización del proyecto, concretamente, se ha utilizado la última versión de este software, denominado *Solid Edge with Synchronous Technology*, ya que dispone de dos tipos de entornos de trabajo diferentes, unos en los que se trabaja con el método tradicional y otros en los que se puede utilizar las ventajas de la tecnología síncrona.



Ilustración 2.1 Solid edge

Con esta nueva técnica queda derogada el orden de generación de las operaciones, lo que quiere decir esto es que no importa el orden en que se hayan creado estas, recalcula sólo las geometrías necesarias, y con la introducción del *steering wheel* (volante de dirección), podemos dinámicamente modificar los sólidos sin siquiera tocar el boceto. Esta tecnología también permite actuar sobre las operaciones de geometrías importadas de otras plataformas CAD con total libertad, acelerando el proceso de creación y modificación de proyectos entre empresas que cuentan con programas diferentes.

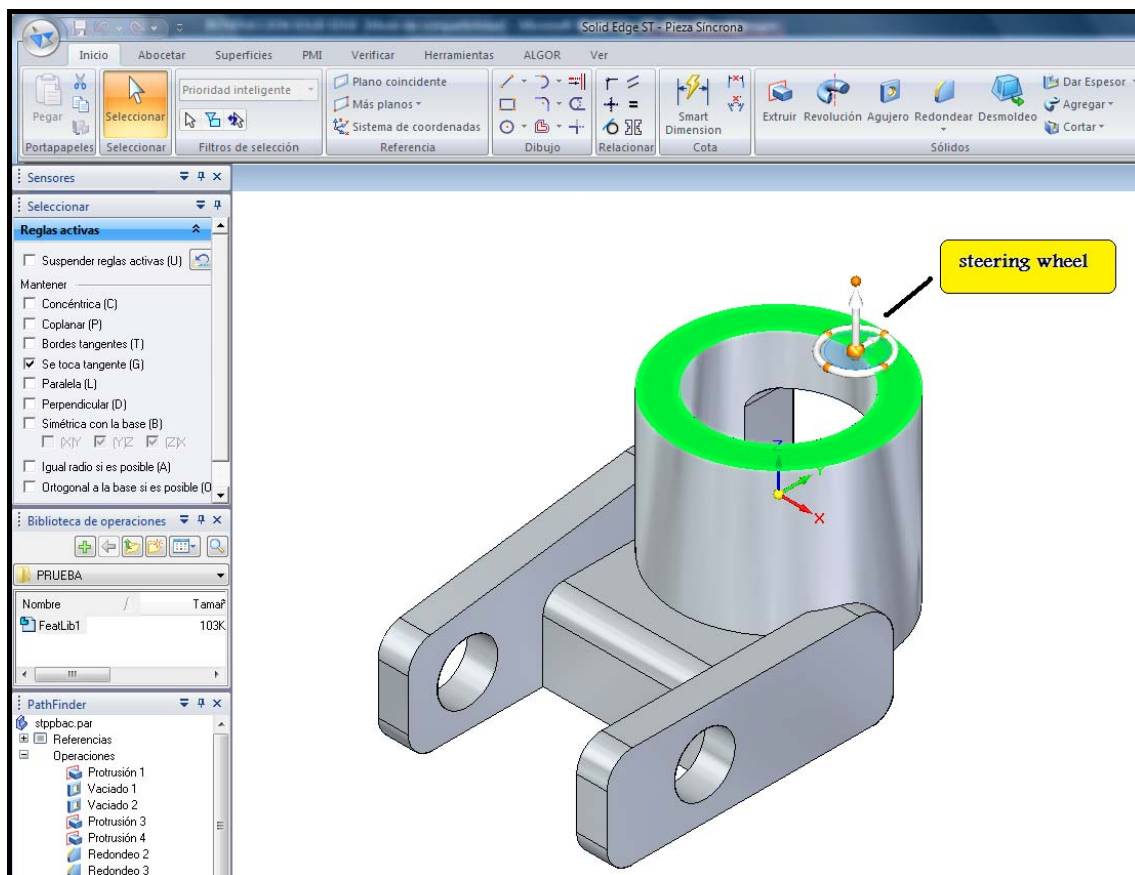


Ilustración 2.2 .steering wheel

*Solid Edge* dispone de diferentes ventanas gráficas para el modelado de piezas sólidas, de chapa, soldaduras, permite ensamblar conjuntos y crear planos de todos estos. Para acceder a ellos es necesario seleccionar el tipo entorno en el que se va a trabajar y la tecnología que va a ser empleada, seleccionando en la parte izquierda de la ventana de inicio la plantilla deseada

Todas tienen en común la disposición de las distintas barras que componen la ventana, cuyas funciones se describirán a continuación:

- **Botón aplicación:** contiene los comandos más comunes que anteriormente se encontraban bajo el menú *Archivos* (Nuevo, Guardar, Abrir...), además de las opciones de *Solid Edge* (tipo de plantilla a utilizar: *pieza ISO Tradicional*, *pieza ISO síncrona*, *Conjunto ISO Tradicional*,...)
- **Barra de comandos de acceso rápido:** es personalizable clicando sobre el icono que aparece al final de la barra. Activando o desactivando las opciones listadas, aparecerán los iconos en la barra de comandos de acceso rápido de manera que cada usuario disponga en ella de los comandos que considere más necesarios.

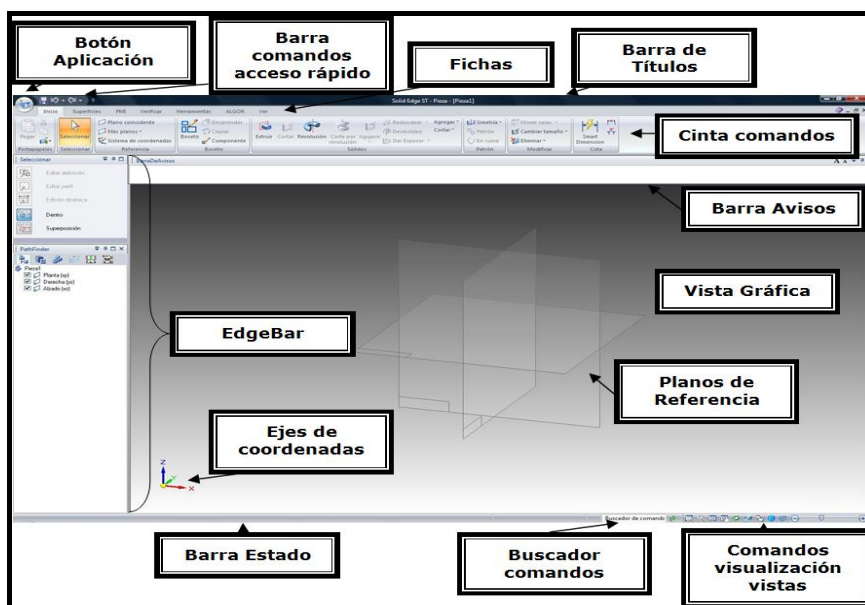


Ilustración 2.3 . Barra de comandos



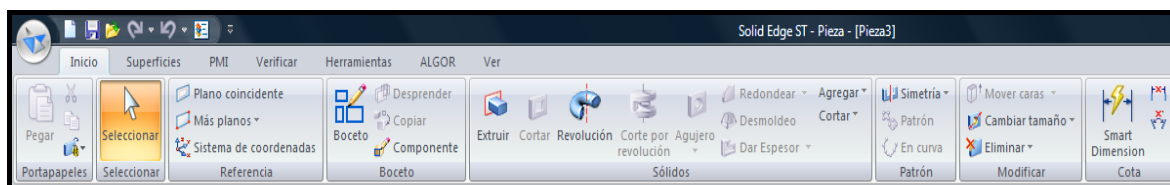
- **Barra de Títulos:** en ella se reflejan el nombre del programa, el entorno en el que nos encontramos (Pieza, Conjunto,...) y el del archivo con el que se está trabajando.
- **Fichas:** serie de pestañas con el nombre de los diferentes menús, las cuales tras activarlas se despliega la cinta de comandos correspondiente.
- **Cinta de comandos:** contiene todos los comandos utilizados en cada entorno, se usarán estos para construir modelos de pieza, chapa, soldadura, conjuntos y producir dibujos en el plano; conteniendo distintas opciones dependiendo del medio en el cual se encuentre.
- **EdgeBar:** ventana que por defecto se presenta en la parte izquierda del interfaz. Esta herramienta da acceso a una serie de opciones que difieren según el entorno en el cual se esté. Dentro del *EdgeBar* se situarán los distintos paneles acoplables: *PathFinder*, *la barra de Comandos*, *Biblioteca de operaciones*, *Familia de piezas*, *Capas*, *Sensores*, *Reproducción de operaciones*, *Engineering Reference*,...
- **Barra de avisos:** presenta todos los avisos y ayudas, permitiendo que el usuario este guiado en todo momento.
- **Comandos de visualización de vistas:** iconos ubicados en la parte inferior derecha de la pantalla, mediante los cuales se puede modificar el tamaño, la orientación, la posición, el tipo de vista (con bordes, sin ellos, transparente,...) de lo que está ubicado en la ventana gráfica.
- **Buscador de comandos:** permite encontrar comandos en la cinta del mismo nombre; introduciendo el nombre del que queramos visualizar y clicando sobre el icono *Buscar* nos localiza todos los comandos relacionados con el término indicado, mostrándolos en una ventana en la cual se muestran los iconos con su denominación y la función que realizan.

- **Barra de estado:** muestra mensajes importantes acerca de las acciones que se están ejecutando en el programa; está situada en la parte inferior izquierda de la pantalla.

En nuestro caso se utilizará la última versión del programa para poner en práctica los conocimientos adquiridos en el curso realizado. Solo únicamente algunos elementos como los tornillos roscados se realizarán en la aplicación tradicional para agilizar el proceso. Esto no supondrá ningún problema ya que existe una total compatibilidad entre las dos versiones. Se explica a continuación el entorno pieza y conjunto síncrono.

- **Entorno pieza Síncrono**

En esta aplicación se pueden diseñar una a una las piezas del que posteriormente van a componer la estructura; para ello se utilizan los iconos ubicados en la *cinta de comandos* que se despliega una vez activada la pestaña *Inicio*, como son *Extruir* (se utiliza para crear un sólido a través de un dibujo en el plano, extendiéndolo en su eje perpendicular), *Cortar* (permite eliminar partes del sólido creado), *Revolución* (mediante este comando se puede extruir o cortar un sólido fijando un dibujo en una superficie, un eje de revolución y el número de grados en los que este se emplea).



**Ilustración 2.4 . Entorno Pieza**

Dentro del *EdgeBar*, se puede destacar la pestaña *PahtFinder de Operaciones*, el cual, es un panel acoplable cuya finalidad es guiar al usuario en el proceso de elaboración de la pieza, mostrando el conjunto de operaciones que la forman de modo esquemático. De esta forma se obtiene un rápido acceso a las acciones con las que se ha diseñado la figura para editarlas, visualizarlas, etc.

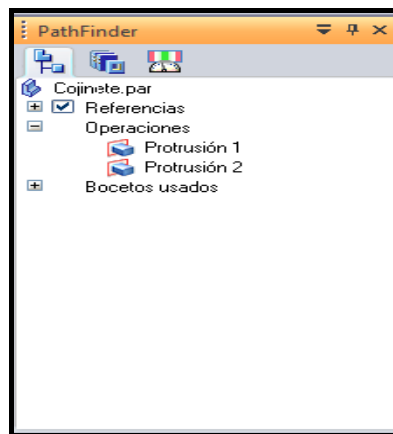
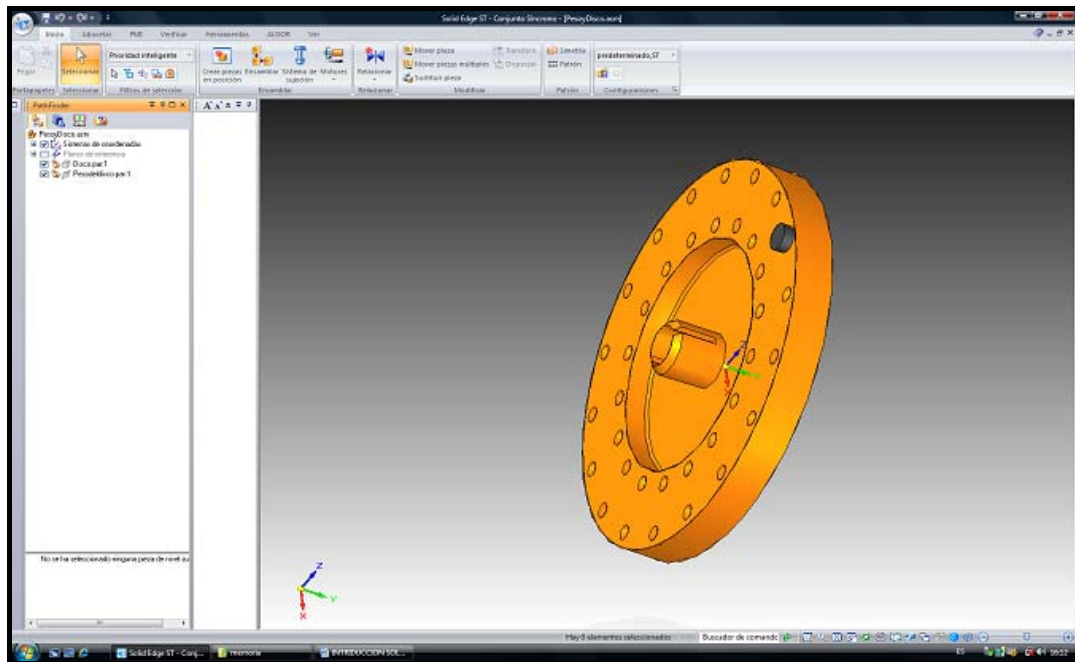


Ilustración 2.5 . PathFinder

- **Entorno conjunto Síncrono**

En este entorno se ensamblan los elementos que han sido creados anteriormente en los medios *Pieza ISO Síncrona* y los subconjuntos encajados en la plantilla *Conjunto ISO Síncrono*; para ello hay que introducirlos uno a uno en la ventana gráfica, seleccionándolas en la *Biblioteca de Piezas* del *EdgeBar*. Para definir el tipo de contacto que se da entre dos superficies de dos piezas contiguas, se activa el icono *Relacionar*, ubicado en la *cinta de comandos* que se despliega una vez marcada la pestaña *Inicio*, para que se abra una nueva ventana desplegable en la parte izquierda de la pantalla donde se puede elegir el tipo de relación y la distancia entre ellas.



**Ilustración 2.6 . Entorno conjunto**

Es muy importante verificar paulatinamente las interferencias que se dan entre las piezas al ensamblarlas, ya que cuanto antes sean detectadas antes pueden solventarse sin perjudicar al resto del conjunto. Esto se consigue mediante *Comprobar Interferencia* en la Ficha *Verificar*.

En el entorno Conjunto también se dispone del panel *PathFinder*, pero en este caso se visualizan las piezas y subconjuntos que componen el conjunto así como sus relaciones de contacto.



## 2.2 FEMAP

---

Las capacidades de FEMAP versión 10.0 (último modelo) incorpora una serie de mejoras importantes con respecto al paquete básico y permite trabajar como herramienta avanzada “stand-alone” como modelador geométrico, pre- y postprocesador universal para cualquier programa FEM/FEA de análisis por elementos finitos son las siguientes:

- Modelador geométrico
- Librería de elementos finitos
- Propiedades de los materiales
- Cargas y condiciones de contorno
- Capacidades avanzadas de mallado
  - Mallado sólido automático con tetraedros
  - Mallado semi-automático con hexaedros.
  - Mallado de superficies medias de sólidos
- Chequeo de la malla de elementos finitos
- Soporte de los solvers más importantes

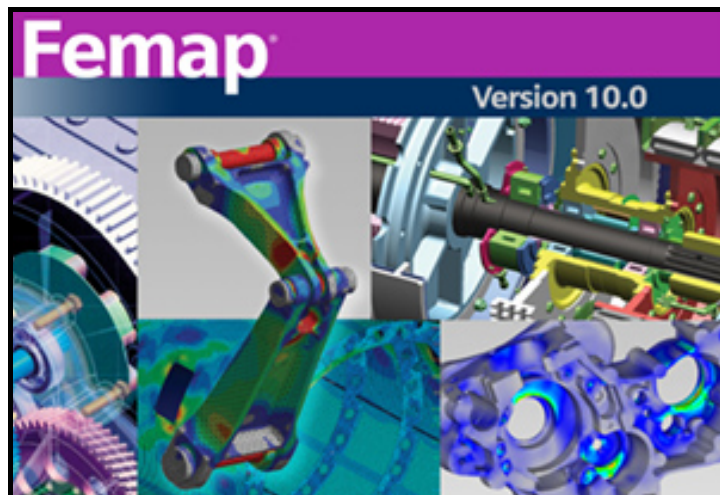


Ilustración 2.7 . Femap

FEMAP es la herramienta líder a nivel mundial en programas de ingeniería basados en el Método de Análisis por Elementos Finitos. FEMAP permite modelar y estudiar el comportamiento de piezas o complejos ensamblajes y realizar análisis estáticos lineales, pandeo, modal, postdinámicos, no lineales, fluidos, transmisión de calor, optimización, etc.. y conocer virtualmente el comportamiento del producto antes



de su fabricación asegurando así mayor calidad, menores costes de desarrollo y una reducción importante del tiempo de lanzamiento del producto al mercado.

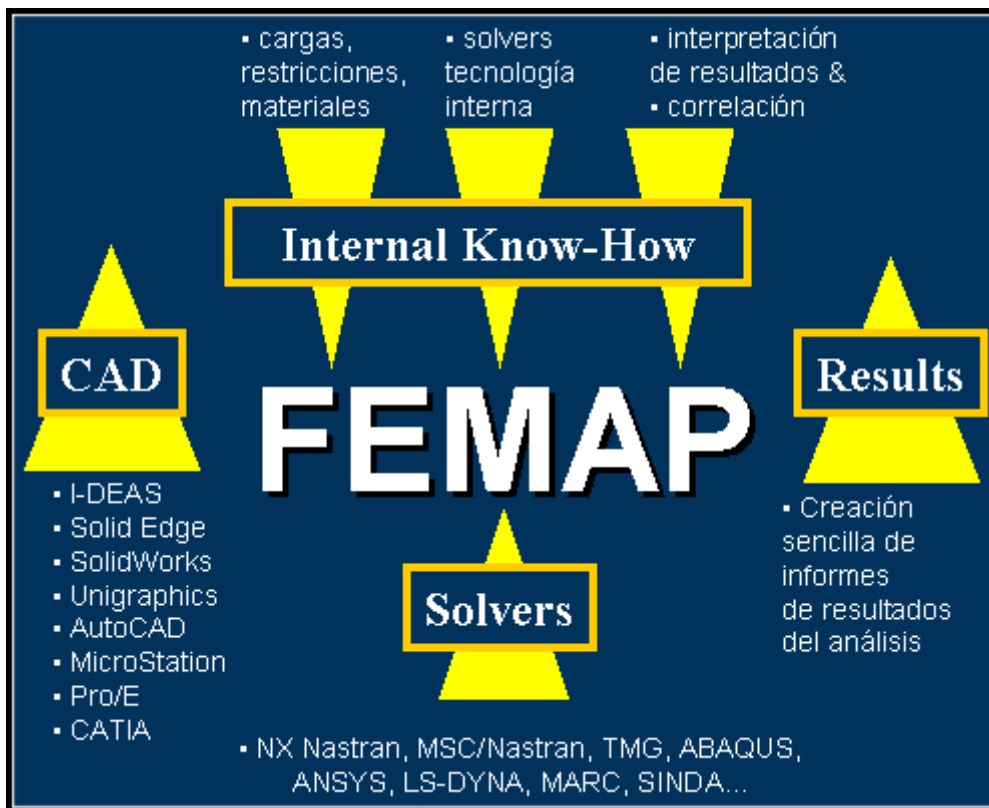


Ilustración 2.8 . Esquema Femap

- **Historia**

**FEMAP** (*Finite Element Modeling And Postprocessing*) fue creado en 1985 por la compañía Enterprise Software Products Inc. (ESP) como un programa Windows nativo, inicialmente solo como preprocesador para MSC/NASTRAN y MSC/PAL. En Septiembre de 1999 ESP fue adquirida por SDRC, compañía que se fusionaría con EDS, y más tarde ésta con UGS en el año 2001. Desde entonces se han comercializado en todo el mundo más de 14.000 licencias de FEMAP, gozando de un excepcional prestigio y aceptación entre ingenieros.

FEMAP se incluye empaquetado por otras compañías dentro de aplicaciones tan conocidas como CFDesign de Blue Ridge Numerics, MAYA TMG, SafeHULL de American Bureau of Shipping, Sinda/G de Network Analysis Inc., NE/Nastran Modeler de Noran Engineering Inc. y MSC/Nastran for Windows de MSC.Software.

En Febrero de 2005, UGS anuncia el lanzamiento de FEMAP V9.0 con un nuevo interface de usuario, integración con NX Nastran y capacidades avanzadas de análisis no lineal que le da un nuevo impulso al eterno pre&postprocesador FEMAP con más de 20 años de historia.

Como ejemplo de aceptación de FEMAP en la comunidad ingenieril, durante 1996 Boeing Huntsville estuvo evaluando FEMAP. En Enero de 1997 Boeing Huntsville seleccionó FEMAP como **primera herramienta de modelado y análisis en PCs**, conectado a servidores SGI donde corrían principalmente NASTRAN y ABAQUS. Actualmente Boeing Huntsville tiene más de 200 licencias de FEMAP trabajando en el desarrollo de la estación espacial.

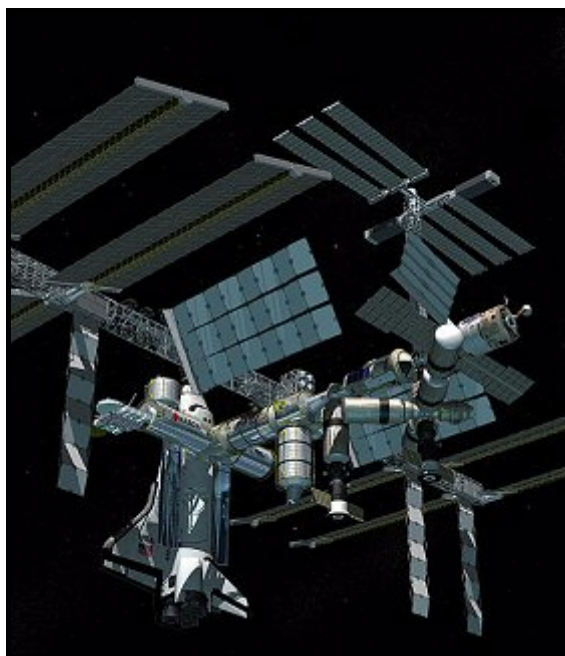


Ilustración 2.9 . *Boeing, FEMAP y la SpaceStation*

- **Windows nativo**

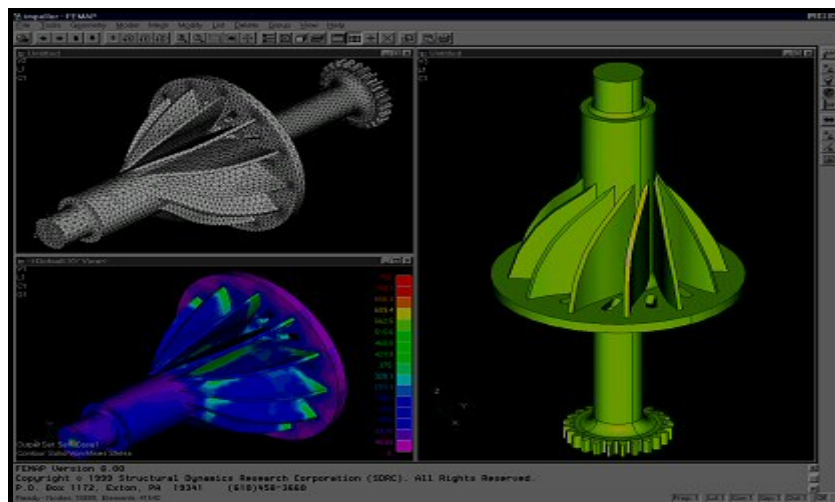
**FEMAP** es un programa Windows nativo con un interface de usuario compatible con Microsoft Office, fácil de usar, que ofrece las siguientes beneficios para el usuario:

- Permite abrir **múltiples modelos de análisis** en la misma sesión de trabajo, y utilizar múltiples vistas dentro de cada modelo.
- Soporta operaciones de “**copiar y pegar**” entre diferentes modelos.

- Manipular entidades de nivel superior tales como cargas y restricciones dentro del árbol de operaciones del modelo.
- Revisar y editar datos del modelo de FEMAP a través del **editor de entidades**, así como copiar y pegar información entre aplicaciones Windows.
- Usar **tablas de datos** para ordenar, agrupar y editar datos del modelo.
- Seleccionar entidades Femap desde el nivel superior del interface de usuario.

```
ACIS (*.SAT)
Parasolid (*.X_T)
IGES (*.IGS)
Stereolithography (*.STL)
AutoCAD DXF (*.DXF)
STEP (*.STP)
VDA (*.VDA)
I-DEAS (*.IDI)
Catia v4.x (*.MDL,*.EXP)
Catia v5 (*.TRX,*.FMP)
Pro/E (*.PRT)
Solid Edge (*.PAR)
Unigraphics (*.PRT)
```

Este programa nos ofrece una filosofía de sistema CAD neutro e independiente, capaz de comunicarse con los sistemas CAD 3D más importantes del mercado tales como Pro/Engineer, CATIA, Unigraphics NX, I-Deas y Solid Edge a través de ficheros nativos. Con SolidEdge y SolidWorks la comunicación puede realizarse a través de ficheros Parasolid (\*.X\_T) y con Autodesk Inventor a través de ficheros ACIS (\*.SAT), permitiendo leer modelos geométricos tanto de piezas como ensamblajes. Incluye potentes herramientas para construir geometrías tales como líneas, arcos, superficies y sólidos utilizando los kernels geométricos 3D sólidos Parasolid y ACIS. Adicionalmente permite leer ficheros IGES y STEP, así como DXF 2D.



**Ilustración 2.10. Programas CAD soportados por FEMAP**

- **Solver Independiente**

**FEMAP** ofrece un alto nivel de soporte de los principales solvers de Elementos Finitos del mercado, incluyendo las versiones más populares de NX Nastran, MSC/Nastran, Abaqus, Ansys, Marc, LS-Dyna, Sinda, TMG, COSMOS/M, etc ...

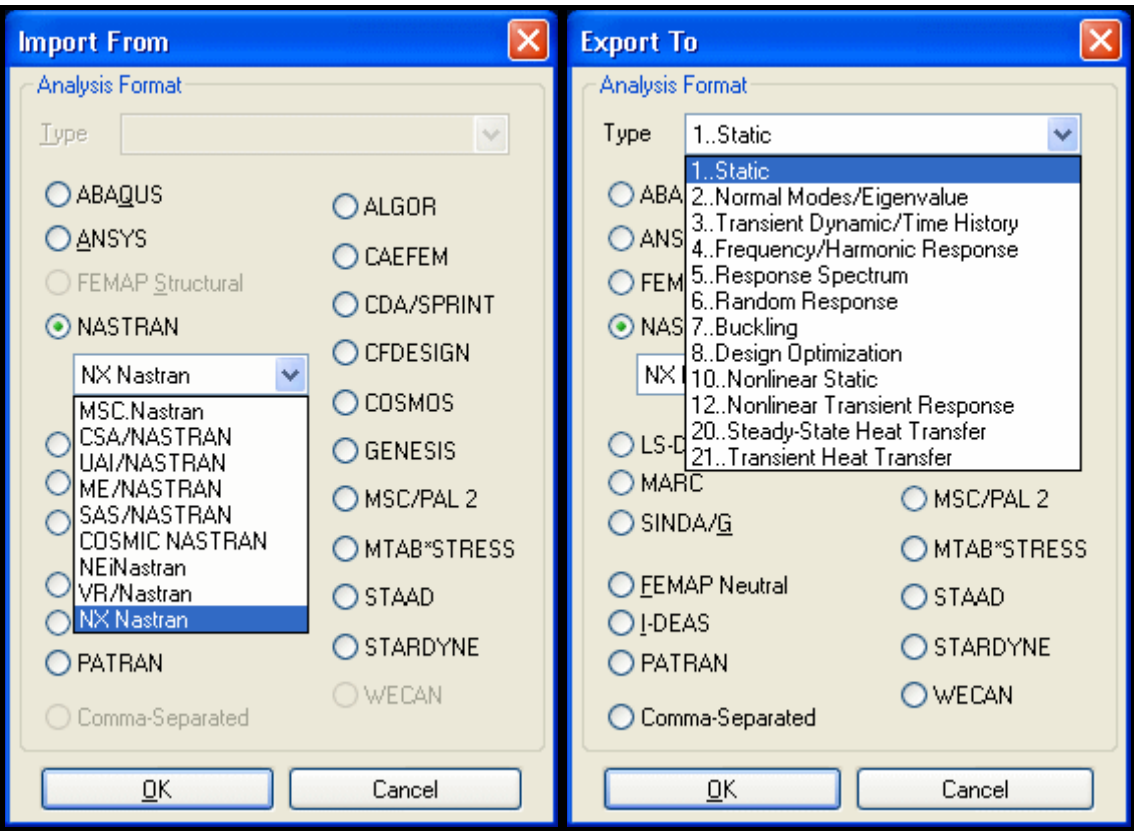


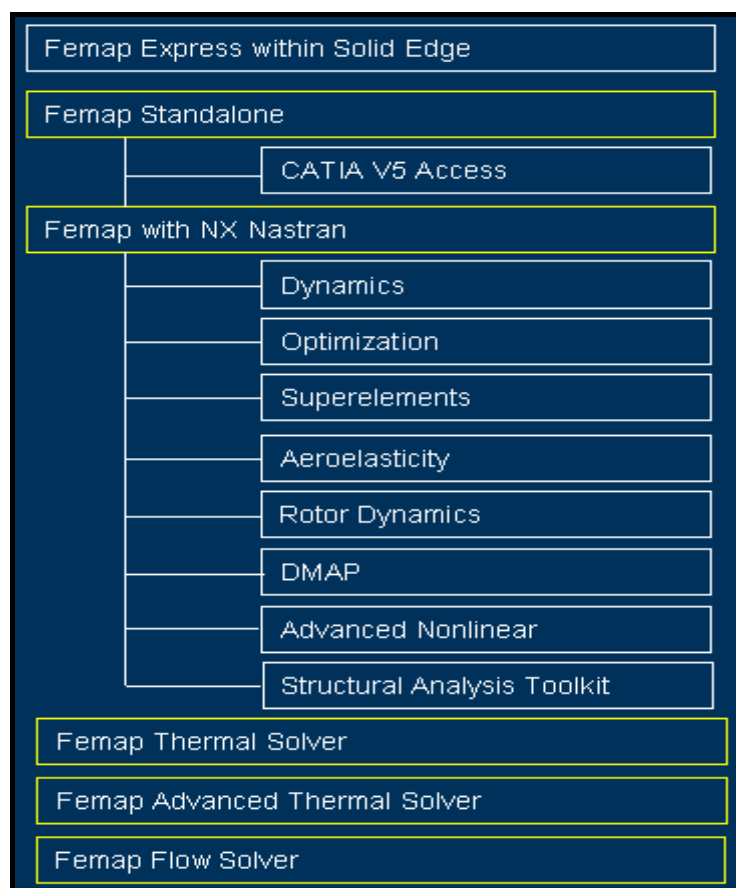
Ilustración 2.11. Solver de Femap

FEMAP permite pre- y postprocesar resultados de análisis por elementos finitos realizados con los programas de EF más importantes del mercado de modelos estáticos lineales, modales, pandeo, transmisión de calor, análisis no lineales, análisis dinámicos avanzados, etc.... La siguiente tabla muestra qué tipos de análisis es capaz de postprocesar FEMAP para diferentes paquetes MEF del mercado:

Analyses	NX Nastran	MSC Nastran	Abaqus	Ansys	LS Dyna	Marc
Static	•	•	•	•		•
Modal	•	•	•	•		•
Buckling	•	•	•	•		
Heat transfer	•	•	•	•		
Nonlinear	•	•	•	•	•	•
Transient response	•	•	•	•	•	
Frequency response	•	•	•	•		
Random response	•	•		•		
Explicit dynamics			•		•	
Post process	•	•	•	•		•

**Ilustración 2.12. Tipos de análisis soportados por FEMAP de algunos paquetes MEF del mercado**

FEMAP está disponible en las siguientes configuraciones:



**Ilustración 2.13. Configuraciones Femap**



- **FEMAP Express** integrado en Solid Edge.
- **FEMAP pre&postprocesador “stand-alone”**: Femap ofrece un entorno universal e independiente en el cual modelizar, simular y postprocesar resultados de elementos finitos de cualquier paquete FEM/FEA. Como módulo adicional dispone de conversor para CATIA V5.
- **FEMAP with NX Nastran**: Integración de Femap y NX Nastran que combina la avanzada potencia y funcionalidad de Femap como pre&postprocesador con la tecnología de cálculo de NX Nastran.
- **Femap TMG Thermal Solver**: añade a Femap capacidades básicas de cálculo de transmisión de calor por conducción, convección, radiación y cambios de fase.
- **Femap TMG Advanced Thermal Solver**: añade a Femap capacidades avanzadas de análisis térmico, tales como modelado de conductos y análisis acoplado de convección + flujo de fluidos.
- **Femap TMG Flow Solver**: añade a Femap capacidades para realizar análisis de mecánica computacional de fluidos (CFD).
- **FEMAP TMG Structural Analysis Toolkit**: Excelente complemento al postprocesador de FEMAP que permite acelerar significativamente la evaluación de resultados de NASTRAN, particularmente en grandes modelos con numerosos casos de carga.



## 3. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

### 3.1 INTRODUCCIÓN

---

El método de los elementos finitos es un procedimiento numérico para resolver problemas de ingeniería y de física matemática. En los elementos con geometrías complejas, a los que se les aplican determinados sistemas de cargas y están constituidos por materiales diversos, generalmente no es posible obtener una solución matemática exacta de forma analítica.

Las expresiones analíticas son aquellas que se basan en fórmulas matemáticas para obtener los valores de las variables desconocidas deseadas, en cualquier lugar de un cuerpo, objeto de estudio, y son válidas para cualquier punto de este. Este tipo de soluciones generalmente requieren ser resueltas mediante ecuaciones diferenciales parciales u ordinarias, que por la complejidad de la geometría, sistema de cargas o por las propiedades de los materiales empleados generalmente no se pueden resolver; esto nos llevaría a aplicar una serie de hipótesis que simplifiquen el modelo, que pueden influir en la precisión del resultado final.

Por lo tanto, se ha de confiar en los métodos numéricos, como el de los elementos finitos, mediante el cual, la solución del problema se da resolviendo un sistema de ecuaciones en diferencias de forma iterativa en vez de un sistema de ecuaciones diferenciales.

Se denomina *discretización* a la transformación de un sistema continuo en otro equivalente formado por pequeñas entidades o unidades de pequeño tamaño (elementos finitos) de geometría simple, interconectadas en los puntos comunes de dos o más elementos, líneas de contorno o superficies.

Mediante este procedimiento, en lugar de solucionar el problema de dominio en una sola operación, se aplican las leyes físicas a cada uno de los elementos finitos y al combinarlos se obtiene la solución total. La exactitud del método depende del número de elementos discretos en el que dividamos el modelo continuo.



Normalmente, la solución de problemas de tipo estructural, se basa, en la determinación de los desplazamientos en cada nodo y de las tensiones dentro de cada uno de los elementos que componen la estructura, que se someten a las cargas aplicadas.

Debido a la complejidad del cálculo se ha de recurrir a las nuevas tecnologías para agilizarlo. Por ello, el método de los elementos finitos (*FEM*) surge de la aplicación de los planteamientos matriciales apoyándose sobre el desarrollo de los ordenadores y de los procedimientos numéricos para los mismos. Por lo que en su desarrollo ha influido fundamentalmente el progreso en la tecnología de los ordenadores y de sus periféricos y los avances teóricos de nuevos conceptos computacionales.

El método de elementos finitos (*FEM*) se ha convertido en un elemento clave e indispensable en la tecnología, modelización y simulación de sistemas de ingeniería avanzada en diversos campos como la vivienda, transporte, comunicaciones,...

En la construcción de sistemas de ingeniería avanzada, ingenieros y diseñadores realizan un sofisticado proceso de modelización, simulación, visualización, análisis, diseño, prototipos, pruebas, antes de llegar a la fabricación del citado sistema para garantizar su viabilidad y rentabilidad. Algunos de los procedimientos, se repiten sobre la base de los resultados obtenidos en una etapa con la finalidad de lograr un rendimiento óptimo al menor coste para el producto a construir. Por lo tanto, las técnicas relacionadas con la modelización y simulación de forma rápida y eficaz juegan un papel cada vez más importante; la aplicación del método de elementos finitos se multiplica en numerosas ocasiones por este motivo.





### 3.2 ELEMENTOS BÁSICOS

---

- **Nodo**

Un nodo es un punto de unión entre los elementos en los que se dividen las piezas del modelo. De este modo, cada nodo ocupará una posición de coordenadas en el espacio donde están definidos los grados de libertad. Los grados de libertad asociados a este punto representan los posibles movimientos que éste puede describir al someter a carga la estructura, además de qué fuerzas y momentos se transfieren de un elemento al siguiente. Los resultados de un análisis por elementos finitos (deflexiones y tensiones) suelen darse por nodos.

En la realidad, un punto puede moverse en 6 direcciones diferentes: traslación en X, Y y Z, y rotación en torno a X, Y y Z. En el análisis MEF, un nodo puede tener limitados los movimientos considerados en los cálculos por consideraciones del diseño.

Los grados de libertad de un nodo (que dependen del tipo de elemento) indican también qué tipos de fuerzas y de restricciones se transmiten a través del nodo hasta el elemento. Una fuerza (axial o cortante) equivale a un grado de libertad de traslación. Un momento equivale a un grado de libertad de rotación. Así, para poder transferir un momento en torno a un determinado eje, el nodo debe tener ese grado de libertad. Si un nodo no posee ese grado de libertad de rotación, la aplicación de un momento a ese nodo no tendrá efecto alguno sobre el análisis. Del mismo modo, refrenar ese nodo con una condición de contorno rotacional no tendrá consecuencia alguna, puesto que el nodo no será capaz de transmitir el momento.

- **Elementos**

El elemento es el bloque constructivo básico del análisis por elementos finitos. Supone una relación matemática que define la interrelación entre los grados de libertad de un nodo y los del siguiente. Existen diferentes tipos básicos de elementos. Así, la elección del tipo de elemento que se empleará para realizar el análisis por MEF



dependerá del tipo de modelo que se vaya a estudiar. Los principales tipos de elementos son:

- **VIGA O BARRA**: Empleados para análisis de dos o tres dimensiones de elementos que sean suficientemente esbeltos. Sólo se representan con una dimensión: longitud.
- **PLACA**: Utilizados para estructuras de paredes delgadas. En estos, se supone que la tensión varía linealmente en el espesor.
- **SÓLIDOS**: Es el tipo de elemento más general. Existen varios tipos de elementos sólidos según sea la forma del objeto de estudio: brick (bloque), tetraedro,...

### 3.3 DEFINICIÓN DEL MÉTODO

---

- ***Discretizar y elegir el tipo de elemento***

En primer lugar, hay que dividir el cuerpo en un sistema equivalente de elementos finitos con sus nodos asociados, y escoger el tipo de elemento más apropiado para que el modelo a estudiar tenga un comportamiento lo más parecido con su actuación física real. El número total de elementos usados y su variación en tamaño y tipo dentro de una pieza dependen de los criterios del ingeniero.

Los elementos deben de tener un tamaño lo bastante pequeño para obtener resultados fiables, pero lo bastante grande para reducir el esfuerzo computacional. Las unidades pequeñas son deseables tanto donde los resultados varían rápidamente, como donde existen cambios en la geometría, y las grandes, pueden ser usadas en zonas donde los resultados son relativamente constantes. El cuerpo discretizado o la malla a menudo son creados con programas de generación de malla o programas procesadores de esta disponibles para el usuario.

La opción elegida sobre los elementos usados en un análisis por *FEM* depende de la apariencia física del modelo en condiciones de carga reales y de lo cerca del comportamiento real quiere el analista que estén los resultados. La elección de los elementos apropiados para un análisis es una de las principales funciones del diseñador o analista.

- ***Seleccionar una función de desplazamiento***

Dentro de cada elemento hay que elegir una función de desplazamiento, esta es definida dentro de cada uno y usa los valores nodales del mismo. Frecuentemente se utilizan polinomios lineales, cuadráticos, y cúbicos ya que se puede trabajar simplemente con ellos en la formulación de elementos finitos. Sin embargo, también pueden ser usadas series trigonométricas. La función de desplazamiento general puede ser aplicada repetidamente para cada elemento.

- ***Definir las relaciones Deformación / Desplazamiento y Deformación / Tensión***

Las relaciones entre deformación/ desplazamientos y deformación/tensión son necesarias para obtener las ecuaciones para cada elemento. En el caso de la deformación unidimensional, decimos que en la dirección  $x$ , tenemos la deformación  $\varepsilon_x$  relativa al desplazamiento  $u$ , porque  $\varepsilon_x = \frac{du}{dx}$  para pequeñas deformaciones.

Además, las tensiones se relacionan con las deformaciones por la ley de Hooke, donde  $\sigma_x = E \varepsilon_x$ .  $\sigma_x$  es la tensión en la dirección  $x$  y  $E$  el módulo de elasticidad del material.

- ***Obtener la matriz de rigidez y las ecuaciones***

Inicialmente, el desarrollo por elementos de las matrices de rigidez y de las ecuaciones estaba basado en la influencia del concepto de la rigidez, que presupone conocimientos previos sobre análisis estructural. A continuación, se presentan métodos alternativos para los que estos no son necesarios:

- Método del equilibrio directo: de acuerdo con este método, la matriz de rigidez y las ecuaciones de las fuerzas en los nodos relativas a los desplazamientos de estos, se obtienen utilizando equilibrios de fuerzas para las condiciones básicas de un elemento, junto con las relaciones de tensión/deformación.
- Métodos de trabajo o energía: para desarrollar la matriz de rigidez y las ecuaciones en dos y tres dimensiones, es mucho más fácil de aplicar un método de trabajo o de energía. El principio de los trabajos virtuales (que utiliza desplazamientos virtuales), el principio de mínima energía potencial, y el teorema de Castigliano, son métodos utilizados frecuentemente para obtener las ecuaciones de los elementos.

El principio de los trabajos virtuales, se aplica a cualquier tipo de comportamiento del material, mientras que el principio de mínima energía potencial y el teorema de Castigliano sólo se pueden emplear para materiales elásticos. Además, el principio de los trabajos virtuales se puede utilizar incluso cuando no existe función potencial. Sin embargo, el rendimiento de los tres principios es idéntico para un elemento lineal y las ecuaciones de los materiales elásticos, por lo que el método a utilizar para este tipo de material en el análisis estructural es en gran medida una cuestión de conveniencia y preferencia personal.

- Métodos de residuos ponderados: es útil para desarrollar ecuaciones elementales, el más popular es el método de Galerkin. Estos métodos no dan los mismos resultados que los métodos energéticos cuando estos son aplicables. Son especialmente útiles cuando no se dispone de la energía potencial. Los métodos de residuos ponderados permite que el método de los elementos finitos se aplique directamente a una ecuación diferencial.

Utilizando cualquiera de los métodos que se acaban de exponer se producen ecuaciones para describir el comportamiento de un elemento. Estas ecuaciones se escriben convenientemente en forma de matriz:

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ \vdots \\ f_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & \cdots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & \cdots & k_{2n} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & \cdots & k_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{n1} & k_{n2} & k_{n3} & \cdots & k_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix}$$

O de forma compacta:  $\{f\} = [k]\{d\}$ , donde  $\{f\}$  es el vector que contiene los valores de las fuerzas nodales,  $[k]$  es la matriz de rigidez y  $\{d\}$  es el vector que representa a los desplazamientos nodales.

- ***Ensamblar las ecuaciones de los elementos para obtener las ecuaciones globales e introducir las condiciones de contorno.***

Las ecuaciones individuales de los elementos generadas en el paso anterior pueden ahora sumarse utilizando el método de superposición (llamado *método directo de rigidez*), cuya base es el equilibrio de fuerzas nodales, para obtener las ecuaciones globales para la estructura. Implícito en el *método directo de rigidez* está el concepto de continuidad, que exige que la estructura permanezca unida y que no se rasgue por ningún lugar de esta.

El ensamblado final de la ecuación global escrito en forma matricial es:  $\{F\} = [K]\{d\}$ , donde  $\{F\}$  es el vector de las fuerzas nodales globales,  $[K]$  representa la matriz de rigidez global de la estructura, y  $\{d\}$  es ahora el vector que recoge los grados de libertad nodales o desplazamientos generalizados de la estructura conocidos y desconocidos.

En esta etapa la matriz de rigidez global es una matriz singular ya que su determinante es igual a cero. Para eliminar este singular problema, se tiene que hacer valer ciertas condiciones de contorno (limitaciones o apoyos) con el fin de que la estructura siga en pie y no se mueva como un cuerpo rígido.

- ***Resolver los grados de libertad desconocidos (o desplazamientos generalizados)***

La ecuación global modificada para tener en cuenta las condiciones de contorno, es un conjunto de ecuaciones algebraicas simultáneas que se pueden escribir en forma de matriz ampliada:

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & \cdots & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & \cdots & K_{2n} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & \cdots & K_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{n1} & K_{n2} & K_{n3} & \cdots & K_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix}$$



donde ahora  $n$  es el número de grados de libertad nodales desconocidos. Estas ecuaciones pueden ser resueltas para los  $ds$  (para cada una de las celdas de la malla) utilizando un método de eliminación (por ejemplo, como el de Gauss) o un método iterativo (como el de Gauss- Seidel). Los  $ds$  son llamados incógnitas primarias, porque son las primeras cantidades que se determinan usando la rigidez (o desplazamiento) en el método de los elementos finitos.

- ***Resolver para los elementos el Desplazamiento y la Tensión.***

Para los problemas de análisis de tensión estructural, cantidades secundarias importantes tensión (o el momento o fuerza de cizallamiento) se obtienen porque pueden ser expresados directamente en los términos de desplazamiento expresados en el paso anterior.

- ***Interpretación de los resultados***

El objetivo final es interpretar y analizar los resultados para su uso en el diseño y en el proceso de estudio. La determinación de zonas en la estructura donde se encuentran grandes tensiones y deformaciones son importantes en la toma de decisiones sobre el diseño o análisis.



### 3.4 APLICACIONES

---

El método de los elementos finitos se puede utilizar para estudiar tanto problemas estructurales como no estructurales. Las áreas típicas de resolución de problemas estructurales son:

- Análisis de tensiones en el modelo, especialmente los relacionados con la concentración de estas que generan agujeros, flancos y otros cambios en la geometría del cuerpo.
- Pandeo
- Estudio de vibraciones, para evitar efectos indeseados si el sistema trabaja a frecuencias cercanas a su frecuencia propia.

Dentro de los problemas no estructurales se incluyen:

- Transferencia de calor
- Flujo de fluidos, incluyendo la filtración a través de medios porosos.
- Transporte de masa.
- Distribución de potencial electromagnético..

Finalmente, se aplica este método también a algunos problemas de ingeniería biomecánica (que pueden incluir cálculo de tensiones) como el análisis de la columna vertebral, el cráneo, las articulaciones de la cadera, implantes dentales, el corazón y los ojos.





### 3.5 VENTAJAS

---

- Se pueden crear cuerpos de modelos irregulares fácilmente.
- Aplicación de las condiciones de carga sin dificultad.
- El cuerpo del modelo puede estar compuesto de diferentes materiales ya que las ecuaciones en cada pequeño elemento se evalúan individualmente.
- Se pueden aplicar un ilimitado número de condiciones de contorno.
- Variar el tamaño de los elementos para hacer posible el uso de pequeños elementos cuando sea necesario.
- Alterar el modelo de elementos finitos es relativamente fácil y barato.
- Incluye efectos dinámicos.
- Manejar el comportamiento no lineal existente con grandes deformaciones y materiales no lineales.

El análisis estructural mediante el método de los elementos finitos permite al diseñador detectar problemas de tensiones, vibraciones, temperaturas durante el proceso de diseño, para evaluar los posibles cambios en el mismo antes de la posible construcción de un prototipo. Así pues, la confianza en la aceptabilidad del prototipo es mayor. Además, si se utiliza correctamente, el método puede reducir el número de prototipos que deben ser construidos antes de la fabricación del producto final.



## 4. MODOS DE VIBRACIÓN (Frecuencias Naturales)

El objetivo del presente trabajo es obtener el análisis modal de una bancada, de la MFS y del eje de estudio. Para ello se utilizará el programa FEMAP basado en los elementos finitos.

Todo vibra. Un instrumento musical, el coche que conducimos, un neumático.... Sin embargo, en muchos casos esta situación es indeseable. Puede provocar un debilitamiento gradual de las estructuras y un deterioro de los metales.

La vibración es cuestión de frecuencia. Por su propia naturaleza, toda vibración supone un movimiento repetitivo. Cada secuencia de movimiento completa se denomina ciclo. La frecuencia se define como la cantidad de ciclos ocurridos en un determinado periodo de tiempo. Un ciclo por segundo equivale a un Herzio.

Cada pieza concreta tiene una frecuencia natural. Por ejemplo, una cuerda de violín sometida a una determinada tensión sólo vibra a un número determinado de frecuencias; es por eso precisamente por lo que podemos producir con ellas notas musicales concretas. Existe una frecuencia base en la cual la totalidad de la cuerda retrocede y avanza arqueándose como un todo. Los armónicos y los sobretonos aparecen porque determinadas secciones de la cuerda pueden vibrar independientemente dentro de la vibración más grande. Estas figuras diferentes se denominan modos. Se dice que la frecuencia base vibra en el primer modo, y así sucesivamente. Cada forma modal tiene asociada una frecuencia concreta. Las formas modales más altas tienen frecuencias más elevadas.

Las consecuencias más desastrosas ocurren cuando un dispositivo de potencia, como por ejemplo un motor, produce una frecuencia que coincide con la frecuencia natural de vibración de la estructura a la que está sujeto. Cuando esto ocurre, se dice que existe resonancia. Cuando la vibración provoca resonancia en un objeto, éste quedará destruido a menos que haya sido diseñado para soportar la tensión que eso supone.

Un vaso de vino, por ejemplo, no es lo bastante robusto como para soportar la resonancia que ocasionan las frecuencias producidas por una cantante de ópera. Los diseños deben ser realizados de modo que no aparezcan efectos de resonancia durante el funcionamiento normal de las máquinas. Esta es la principal finalidad del análisis de frecuencias naturales (análisis modal). Lo ideal es que la frecuencia del primer modo sea mayor que cualquier posible frecuencia de excitación.

- *Análisis Modal*

El análisis modal es una técnica utilizada para determinar las características vibratorias de una estructura con comportamiento elástico y lineal, nos suministra las frecuencias y formas naturales con las que vibra una estructura una vez que la sollicitación inicial ha desaparecido. Es el tipo de análisis dinámico más importante, y debe de hacerse siempre antes de cualquier otro análisis, pues las características vibratorias de una estructura determinan como responde ante las cargas dinámicas (fundamental para evitar la resonancia).

Supongamos un sistema de un solo grado de libertad, por ejemplo un carrito con ruedas de masa  $m$  y en paralelo al suelo y sujetos a la pared un muelle de rigidez  $K$  y un amortiguamiento  $C$ , donde el amortiguamiento se representa mediante un amortiguador viscoso y la rigidez es la de un muelle.

Si sometemos el sistema a una excitación, éste responderá vibrando de una determinada manera, propia y exclusiva del sistema concreto. Esta respuesta se podrá expresar en un gráfico desplazamiento - frecuencia, (puede no ser armónico, pero que puede descomponerse por la transformada de Fourier en varias funciones armónicas).

A esta vibración la llamaremos *modo* de vibración del sistema, y a su frecuencia *natural* del sistema. Cada modo tendrá una forma propia de vibración.

Si realizamos esta misma operación con todos los posibles sistemas de un grado de libertad obtendremos todos los modos de vibración y sus formas, así como sus frecuencias naturales.

Las estructuras al vibrar lo hacen como una combinación de modos fundamentales de vibración de sistemas de un grado de libertad, pudiéndose entender la estructura como una superposición de muchos sistemas de un grado de libertad (la forma de vibrar de un sistema de  $n$  grados de libertad es una combinación de  $n$  sistemas de 1 G.D.L (modos)).

- ***Normativa en el análisis de vibraciones en máquinas rotatorias.***

La normativa actual existente da criterios de evaluación de la severidad vibratoria respecto a: " la condición operacional de la máquina " ensayos de aceptación de máquinas.

ISO 10816-1. "Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Parte 1: General guidelines" establece los parámetros a medir, procedimientos, instrumentación y condiciones de operación recomendados para tomar las mediciones.

Para su evaluación divide a las máquinas de acuerdo a su tamaño (potencia), de acuerdo al tipo de máquina y de acuerdo a su sistema de montaje. Califica el nivel vibratorio en cuatro calidades: A, B, C Y D. El nivel vibratorio de calidad A corresponde al de una máquina en buen estado y debería ser el valor de aceptación para una máquina nueva. En el otro extremo, una calidad de vibración D se considera ser suficientemente severa como para causar daño a la máquina. Esta normativa utiliza para evaluar la severidad de vibraciones de baja frecuencia ( $f < 10 \text{ Hz}$ ) el desplazamiento RMS, para vibraciones de frecuencias intermedias ( $10 \leq f \leq 1000 \text{ Hz}$ ) la velocidad RMS, y para vibraciones de alta frecuencia ( $f > 1000 \text{ Hz}$ ) la velocidad RMS. Esto considerando el hecho que a bajas frecuencias el problema más serio que generan las vibraciones son los esfuerzos o la fatiga a bajos ciclos; en el rango medio de frecuencias es el efecto de la fatiga y a altas frecuencias son las fuerzas de inercia que generan las vibraciones. Para las máquinas con descansos hidrodinámicos, que es el caso en general de máquinas críticas grandes, esta normativa ISO 10816 es complementada con el estándar ISO 7919-1: "Mechanical vibration of nonreciprocating machines. Measurement on rotating shafts and evaluation criteria".

Este último estándar establece límites para las vibraciones del eje de la máquina con el objeto de:

1. Evitar sobrecargas dinámicas excesivas sobre los descansos, los cuales pueden dañar el metal blanco.
2. Que los desplazamientos vibratorios del eje sean compatibles con los juegos *internos* del rotor con las partes fijas de la máquina (estator, sellos). La severidad vibratoria la cuantifica este estándar por la medición del desplazamiento vibratorio máximo del eje respecto al descanso.

- ***Técnicas de análisis de vibraciones***

El objetivo del análisis de vibraciones es poder extraer el máximo de información relevante que ella posee. Para esto existen diferentes técnicas de análisis tanto en el dominio tiempo como en el dominio frecuencia, las cuales tienen sus propias ventajas para algunas aplicaciones en particular. A continuación se presenta algunas de las *técnicas* más utilizadas en la inspección de máquinas.

### **1. Análisis espectral.**

La esencia del análisis espectral es descomponer la señal vibratoria en el dominio del tiempo en sus componentes espectral es en frecuencia. Esto permite, en el caso de las máquinas, correlacionar las vibraciones medidas generalmente en sus descansos, con las fuerzas que actúan dentro de ella.

### **2. Análisis de la forma de onda.**

El análisis de la forma de la vibración en el tiempo a veces puede proveer información complementaria al análisis espectral. Este análisis es adecuado para reconocer los siguientes tipos de problemas:

- Impactos
- Rozamientos intermitentes
- Modulaciones en amplitud y frecuencias
- Transientes
- Truncaciones.

### **3. Análisis de fase de vibraciones.**

Se puede definir la diferencia de fase entre dos vibraciones de igual frecuencia como la diferencia en tiempo o en grados con que ellas llegan a sus valores máximos, mínimos o cero. El análisis de diferencias de fase a la velocidad de giro de la máquina entre las vibraciones horizontal y vertical o entre las vibraciones axiales de los diferentes descansos del sistema motormáquina, permite determinar los movimientos relativos entre ellos, y diferenciar entre problemas que generan vibraciones a frecuencia 1x rpm:

- Desbalanceamiento
- Desalineamiento
- Eje doblado
- Resonancia
- Poleas excéntricas o desalineadas.

#### **4. Análisis de los promedios sincrónicos en el tiempo.**

Esta técnica recolecta señales vibratorias en el dominio tiempo y las suma y promedia sincrónicamente mediante un pulso de referencia repetitivo. Las componentes sincrónicas al pulso se suman en el promedio y las no sincrónicas disminuyen de valor con el número de promedios.

#### **5. Análisis de órbitas.**

Combinando dos señales vibratorias captadas por sensores ubicados relativamente entre ellos a 90° (vertical y horizontal) en un descanso de la máquina se puede obtener el movimiento del eje en el descanso o su órbita. El análisis de demodulaciones en amplitud consiste en analizar la envolvente de la señal temporal de una señal modulada. Este análisis permite determinar más fácilmente la periodicidad de las modulaciones y diagnosticar problemas tales como:

- ~ Rodamientos picados
- ~ Engranajes excéntricos o con dientes agrietados ~ Deterioro de álabes en turbinas
- ~ Problemas eléctricos en motores

#### **6. Análisis de vibraciones en partidas y paradas de una máquina.**

Existen ciertos problemas que son más fáciles de diagnosticar durante el funcionamiento transiente (partidas/paradas) que durante el funcionamiento estacionario de la máquina. Es el caso de los problemas que generan vibraciones cuyas frecuencias son función de la velocidad de la máquina. Al disminuir ésta, dichas componentes van disminuyendo en acorde, por lo que en algún momento coinciden con alguna frecuencia natural de ella y son amplificadas, evidenciando en ese instante en forma más clara el

problema. Para esto se analiza los gráficos de la amplitud y fase de algunas componentes vibratorias en función de la velocidad de rotación de la máquina. Estos gráficos se denominan a veces gráficos de Bode. Otro gráfico que se utiliza para estos análisis es el diagrama en cascada. Este gráfico tridimensional muestra espectros vibratorios para diferentes velocidades de rotación de la máquina.

## **7. Transformadas tiempo-frecuencia.**

El análisis espectral es adecuado para analizar vibraciones compuestas de componentes estacionarias durante su periodo de análisis. Esto indica qué efectos transientes de la vibración son promediados en el período de análisis, perdiéndose información sobre la naturaleza o forma de estas variaciones. Existe entonces la necesidad de un análisis que describa mejor señales no estacionarias o transientes. Esto se consigue con las distribuciones o transformadas tiempo-frecuencia. Las transformadas tiempo-frecuencia son análisis tridimensionales amplitud-tiempo-frecuencia, es decir, se agrega una nueva dimensión (el tiempo) a la clásica FFT.



## 5. DESCRIPCIÓN DEL MODELO INICIAL

### 5.1 INTRODUCCIÓN

---

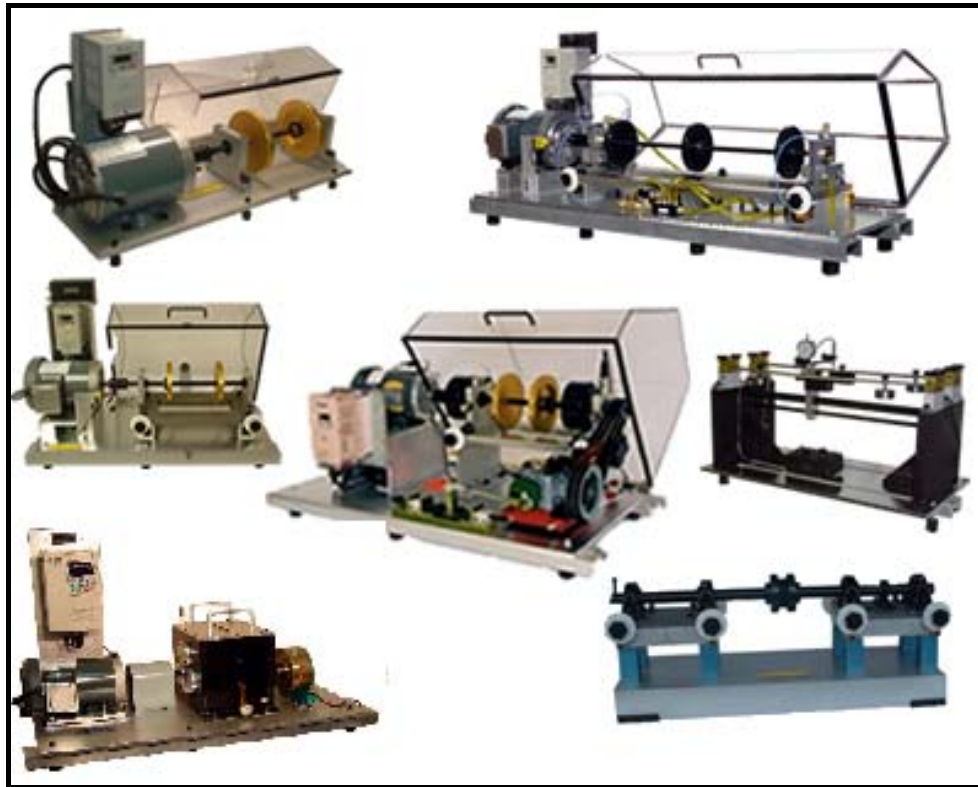
En el presente capítulo se procederá a detallar de forma individual las piezas que componen el conjunto inicial, así como los materiales con los que ha diseñada cada una y sus dimensiones básicas, antes de ser modelado para realizar los ensayos pertinentes.

El modelo real como muestra la siguiente imagen consta de la bancada y de la machine fault simulation. Respecto a esta última se puede dividir en tres grupos, por una lado tenemos el subconjunto del motor con las pertinentes sujeciones, por otro el sistema de sujeción del eje y finalmente el sistema de sujeción general.



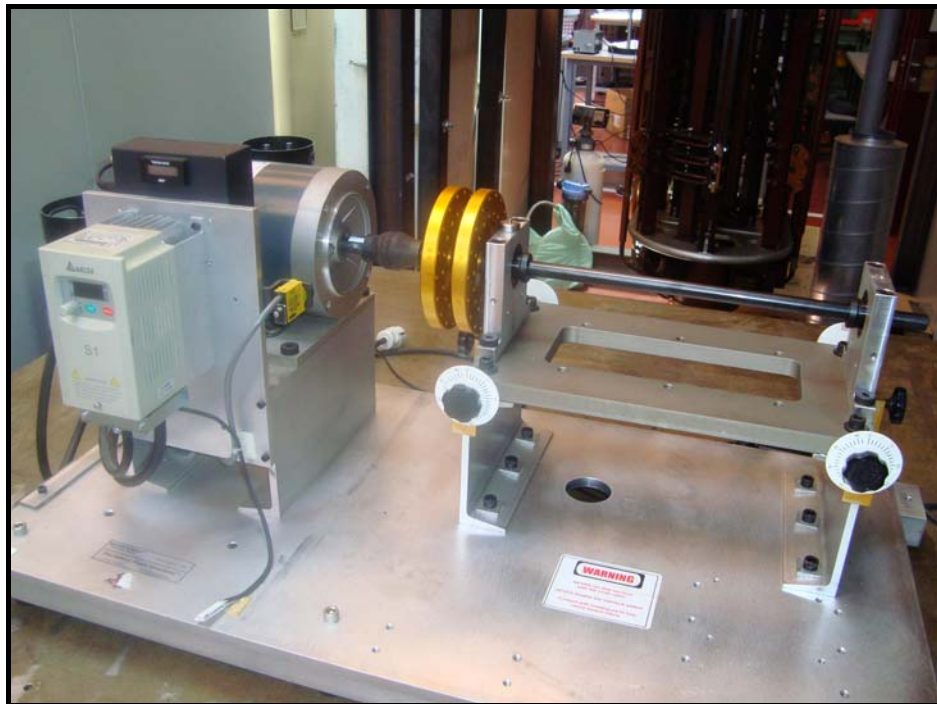
Ilustración 5.1. MFS real

En cuanto a la MFS existen distintos tipos de maquinas de ese tipo y del mismo fabricante como se muestra en la siguiente fotografía:



**Ilustración 5.2 . Tipos de MFS**

En nuestro caso realizaremos el estudio a la MFS, que estará provista de un eje con un disco y una masa. Este conjunto será parte del análisis más adelante. Seguidamente se muestran varias fotografías del conjunto para que se pueda ver en detalle todos los componentes y su disposición y así poder compararlos con el modelado que se realizará en sección posterior.



**Ilustración 5.3 . Parte posterior de MFS**



**Ilustración 5.4 . MFS con protector**

Las especificaciones del motor se muestran a continuación:

<b>Electrical</b>	AC Drive
<b>Drive</b>	1 HP 3 Phase Variable Speed AC Motor (with local a/o Remote Ctrl.)
<b>RPM</b>	10,000 (short duration test)
<b>Range:</b>	0 to 10,000 user selection
<b>Voltage:</b>	115/230 VAC, Single phase, 60/50 Hz
<b>Electrical</b>	AC Drive

A continuación se muestran más perspectivas de la MFS original:

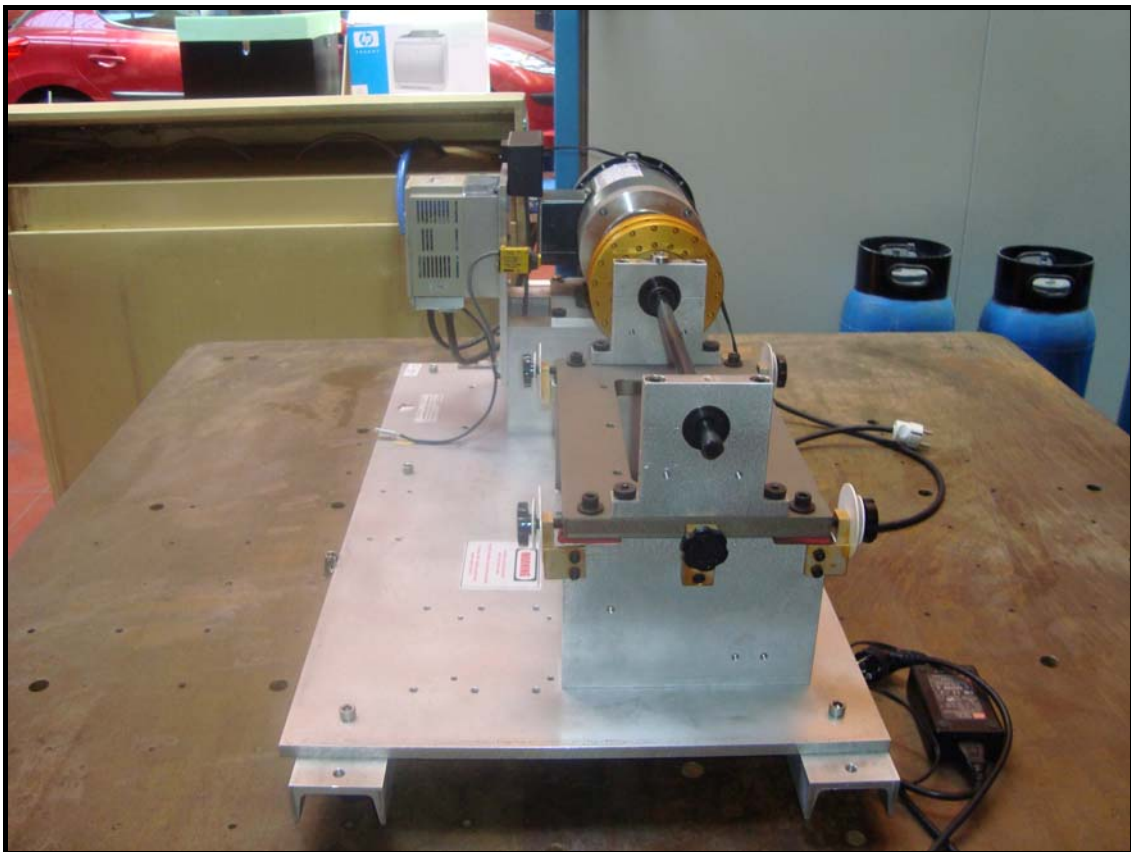
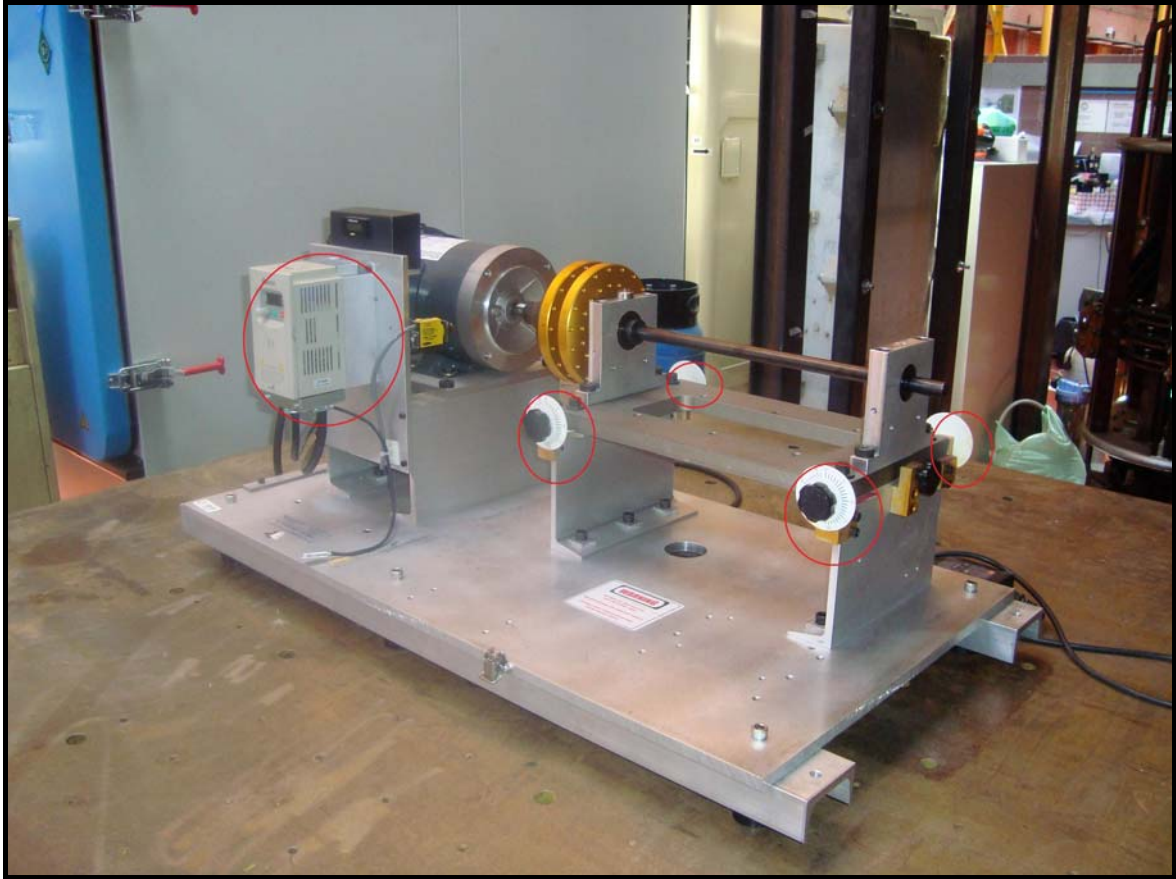


Ilustración 5.5 . Vista lateral MFS





**Ilustración 5.6 . Modificaciones MFS**

Cabe decir que se realizarán ciertas modificaciones en el modelado del diseño ya que son irrelevantes para el estudio de los modos propios de vibración. En cuestión se han omitido dos detalles. Uno de ellos son los 4 reguladores de presión de la placa soporte del eje. El otro es el medidor de velocidad digital. Todos ellos se puede apreciar en la imagen superior marcados con un círculo rojo.

## 6.2 COMPONENTES DEL MODELO Y MATERIALES

*Tabla resumen de los componentes del modelo:*

SUBCONJUNTO	CANTIDAD	PIEZA	CANTIDAD	MATERIAL
Subconjunto del motor	1	Motor	1	Aluminio 1060
		Soporte horizontal motor	1	Aluminio 1060
		Chapa base motor	1	Aluminio 1060
		Soporte vertical motor	2	Aluminio 1060
		tornillos	12	Acero inoxidable
		Eje motor	1	acero
		Protector caucho	1	poliuterano
Sistema sujeción del eje	1	Pasante superior	2	Aluminio 1060
		Pasante inferior	2	Aluminio 1060
		Cojinetes	2	Acero
		Placa soporte	1	Aluminio 1060
		eje	1	acero
		Tornillos	18	Acero inoxidable
Sistema sujeción general	1	Soporte forma viga	2	Aluminio 1060
		Placa base	1	Aluminio 1060
		Tornillos	6	Acero inoxidable
		Silent Block	6	Caucho

Se puede observar los distintos elementos en la fotografía real proporcionada por la página oficial:

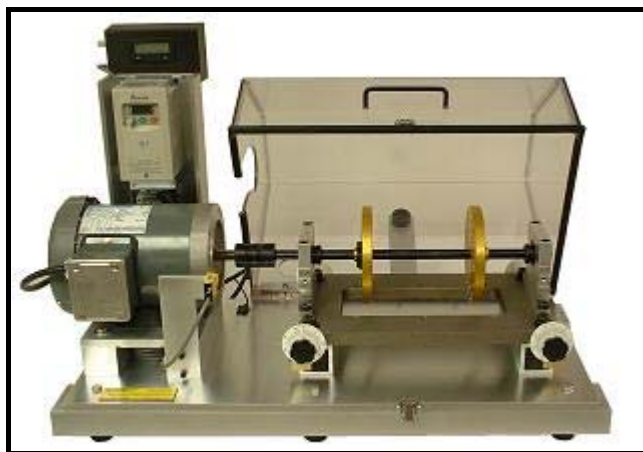


Ilustración 5.7 . MFS del catálogo

La siguiente tabla muestra los materiales utilizados en los distintos componentes.

*Tabla resumen de los materiales:*

<b>MATERIAL</b> <b>PROPIEDADES</b>	<b>Aluminio 1060</b>	<b>ACERO</b>	<b>CAUCHO</b>	<b>POLIURETANO</b>
<b>Densidad(Kg/m<sup>3</sup>)</b>	2712	7833	785	1150
<b>Módulo Elástico (GPa)</b>	68,9	200	68,947	117,72
<b>Coefficiente de Poisson</b>	0,33	0,29	0,4	-
<b>Límite Elástico (MPa)</b>	27.58	262	55,158	127,5·10 <sup>3</sup>
<b>Límite Rotura (MPa)</b>	68.9	358	144,79	-
<b>Conductividad térmica (W/mK)</b>	211	32	192	0,348
<b>Coefficiente dilatación térmica (K<sup>-1</sup>)</b>	23,4·10 <sup>-6</sup>	9·10 <sup>-6</sup>	-	150·10 <sup>-6</sup>

## 6. DESCRIPCIÓN DEL MODELO INICIAL

### 6.1 INTRODUCCIÓN

Come se comentó anteriormente la parte del modelado del proyecto consta de dos semiconjuntos, por un lado se tiene la *machine fault simulation* con todos los elementos que la componen y por el otro la bancada sin agujeros que soportara dicha máquina y que también formara parte de los estudios posteriores.

En el modelado con **solid edge** se realizaran ciertas simplificaciones en algunos elementos para agilizar el proceso pero que no tendrán repercusión alguna en los análisis posteriores. Por supuesto se respetará todas las dimensiones y los materiales de todos los componentes del conjunto. Dichos materiales se especificarán en la parte del modelado en **solid edge**, sirviendo así para el análisis de elementos finitos en **Femap**.

El primer modelado realizado es el de la bancada sin agujeros en el que se puede apreciar el realismo comparando con l fotografía real del apartado anterior.

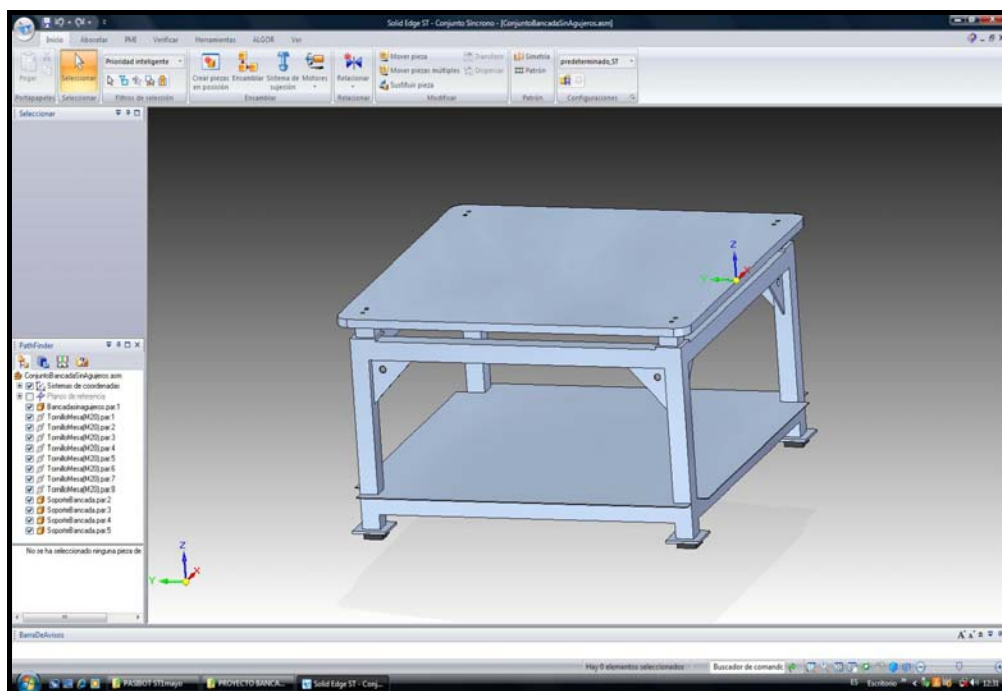
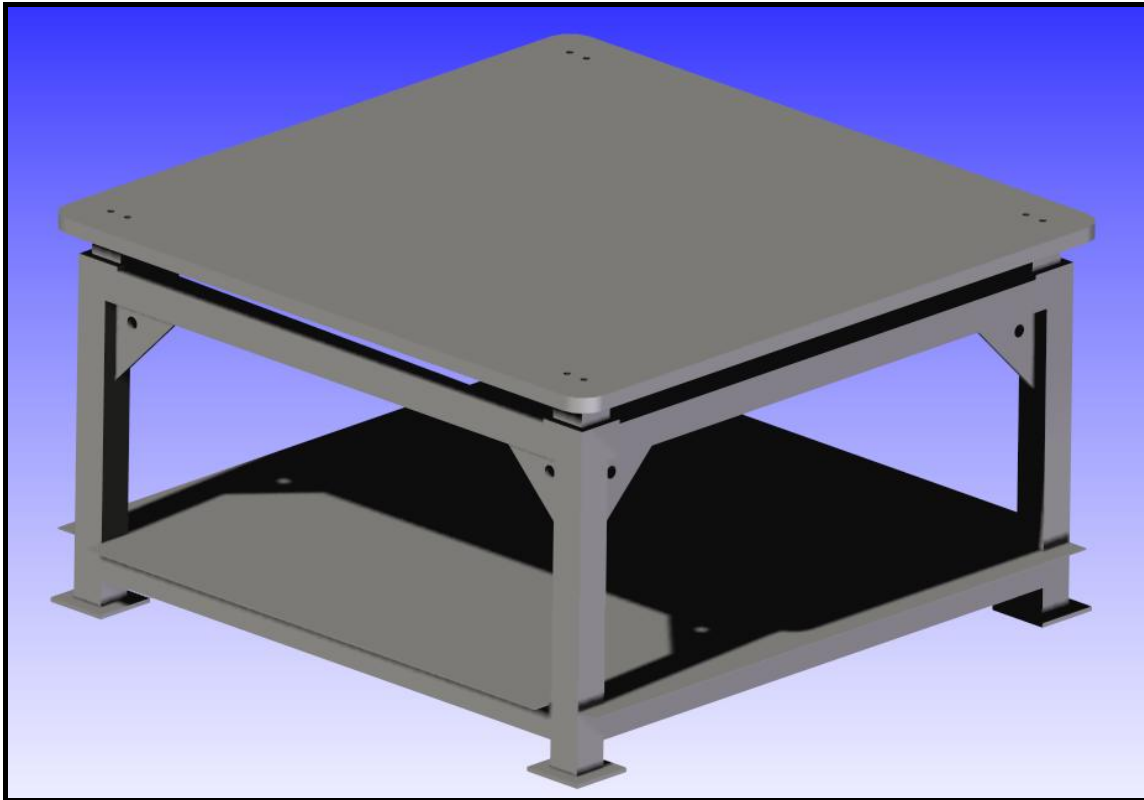


Ilustración 6.1 . Bancada modelada



Si se quisiese dar un mayor realismo a la imagen podríamos utilizar una aplicación del programa obteniendo el siguiente resultado:



**Ilustración 6.2 . Bancada con renderizado**

A continuación se detallarán los componentes principales de la **machine fault simulation** y se especificará si se ha realizado alguna simplificación.

## 6.2 PARTES Y SUBCONJUNTOS

- **Sistema de sujeción general**

Este sistema consta de dos elementos en forma de viga que sirven para sostener todo el conjunto y que están atornillados a la placa base de aluminio

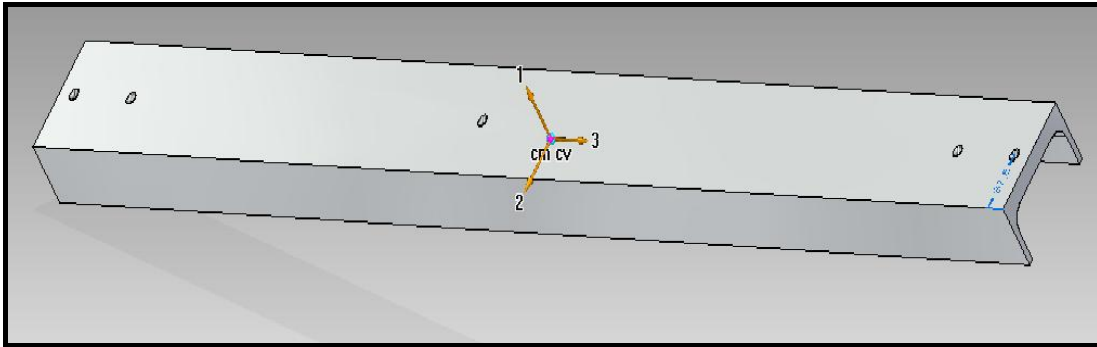


Ilustración 6.3 . Elemento sujeción

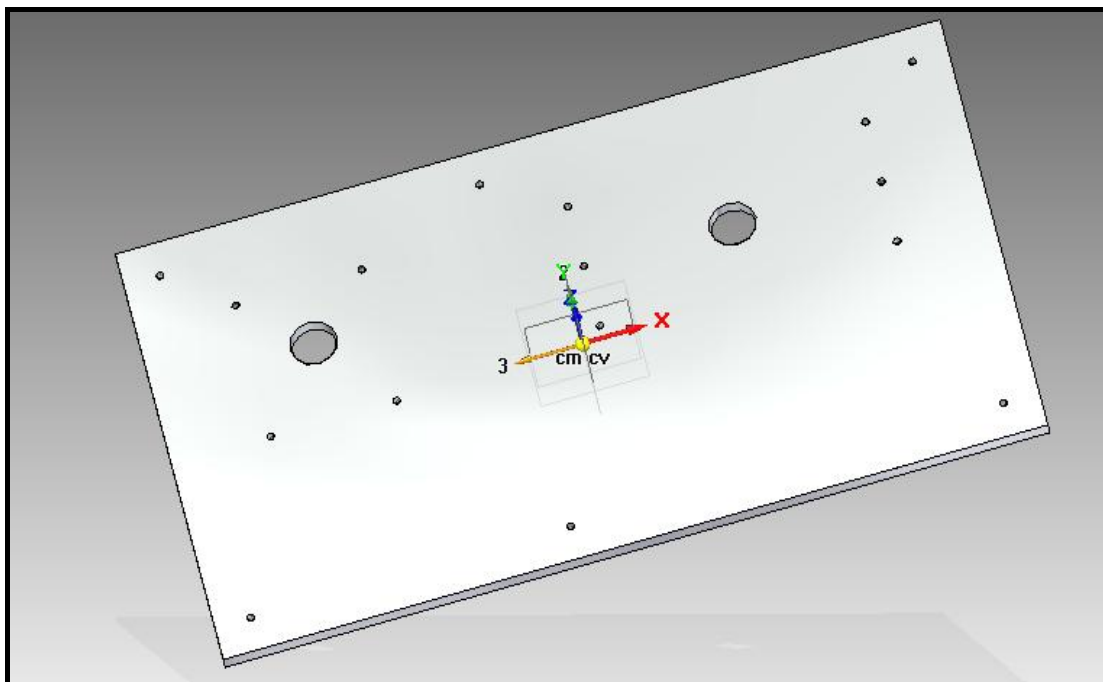
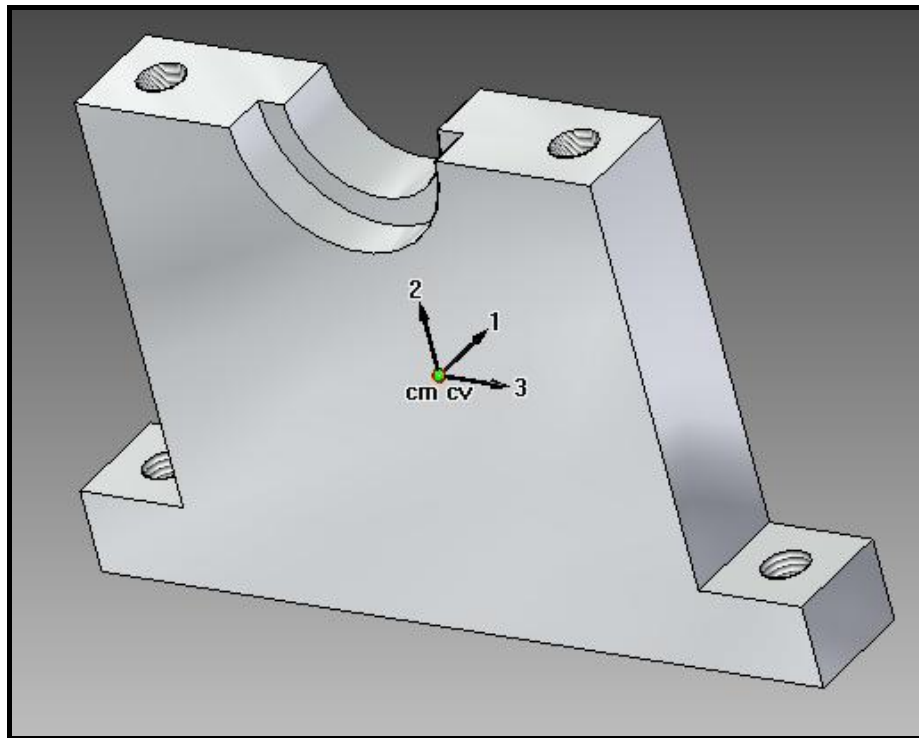


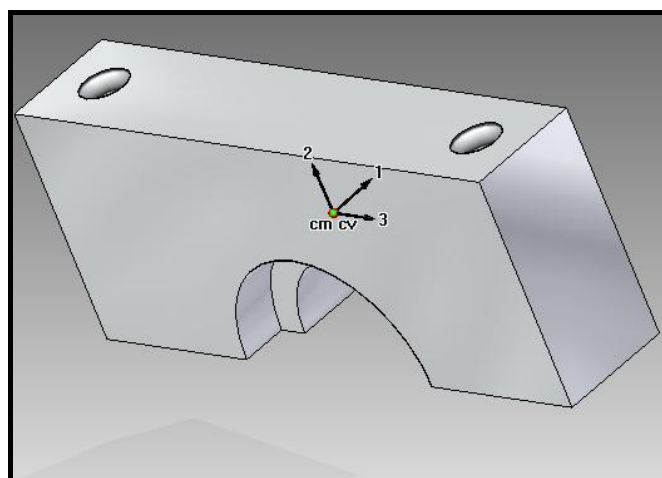
Ilustración 6.4 . Placa sujeción

- **Sistema de sujeción del eje**

Este sistema está formado por un conjunto de dos pasantes superiores y otros dos inferiores. Al unirlos dan lugar a un orificio circular donde van colocados los cojinetes. Se puede observar en las siguientes imágenes dichos elementos y el subconjunto.



**Ilustración 6.5 . Pasante inferior**



**Ilustración 6.6 . Pasante superior**

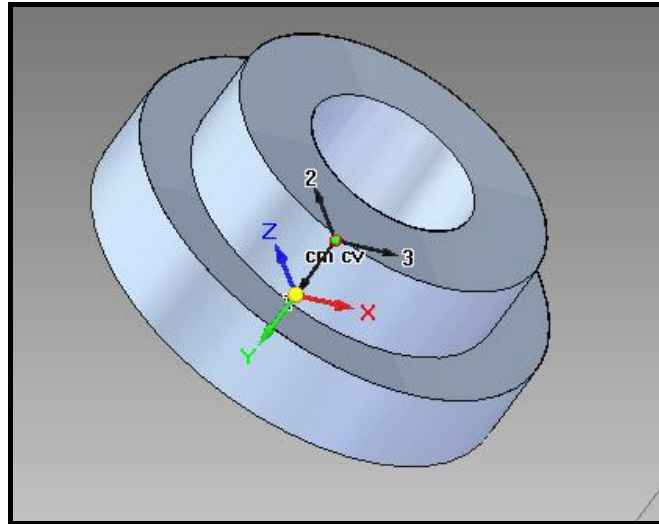


Ilustración 6.7 . Cojinete

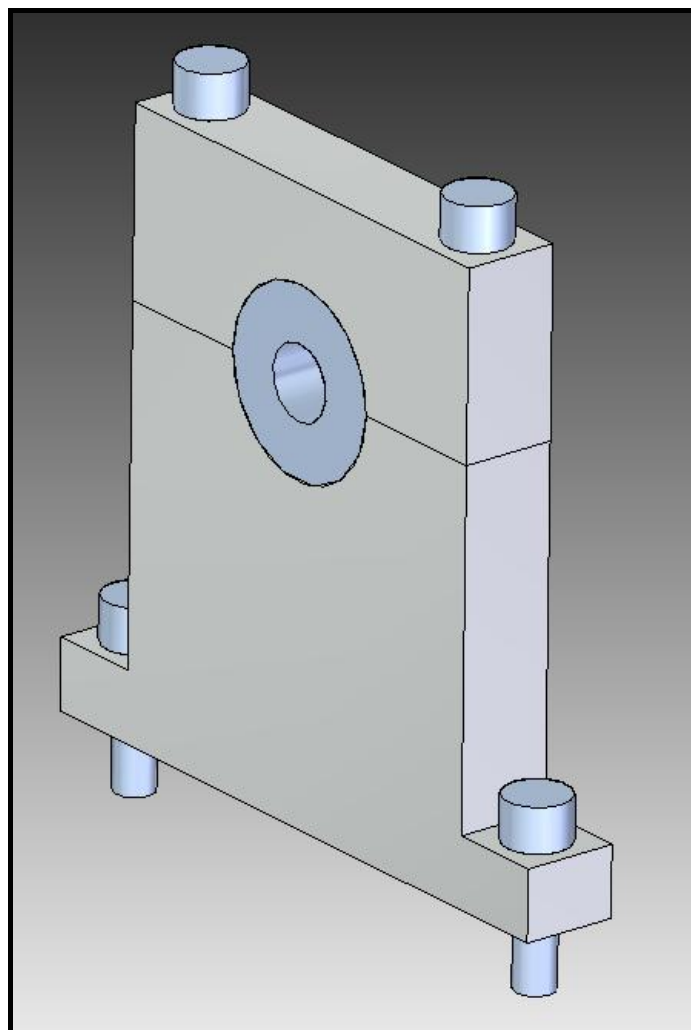
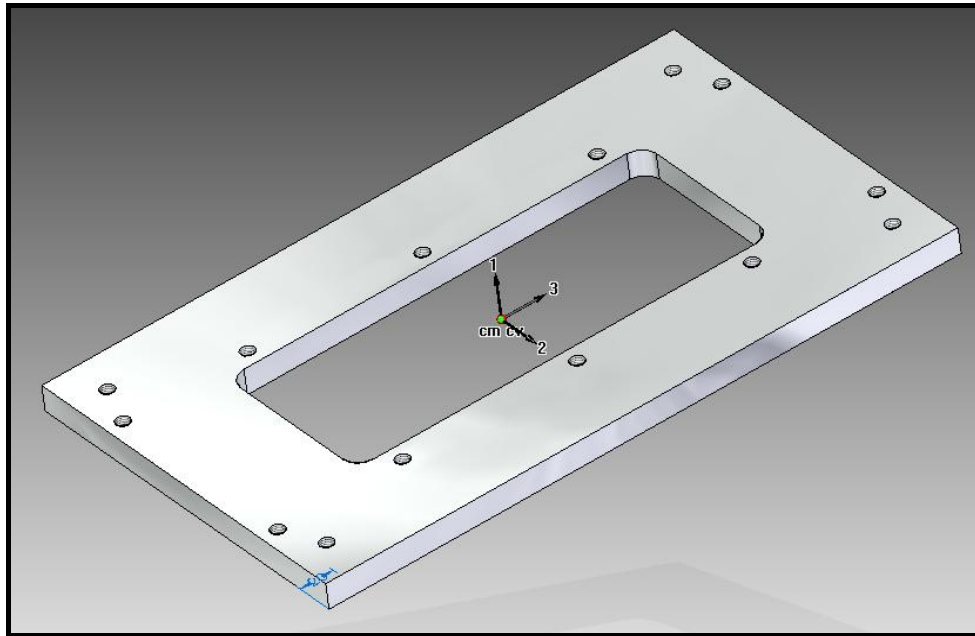
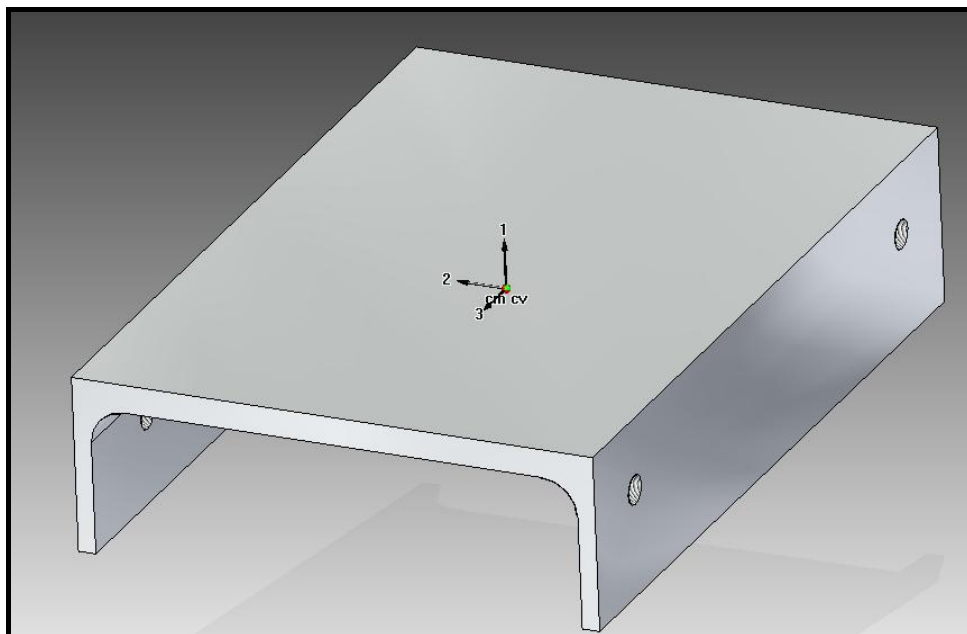


Ilustración 6.8 . Subconjunto sujeción eje

A su vez este sistema de sujeción se encuentra colocado sobre una placa de aluminio atornillada a unos soportes verticales como se muestra en las siguientes figuras.



**Ilustración 6.9 . Placa aluminio**



**Ilustración 6.10 . Soporte vertical**

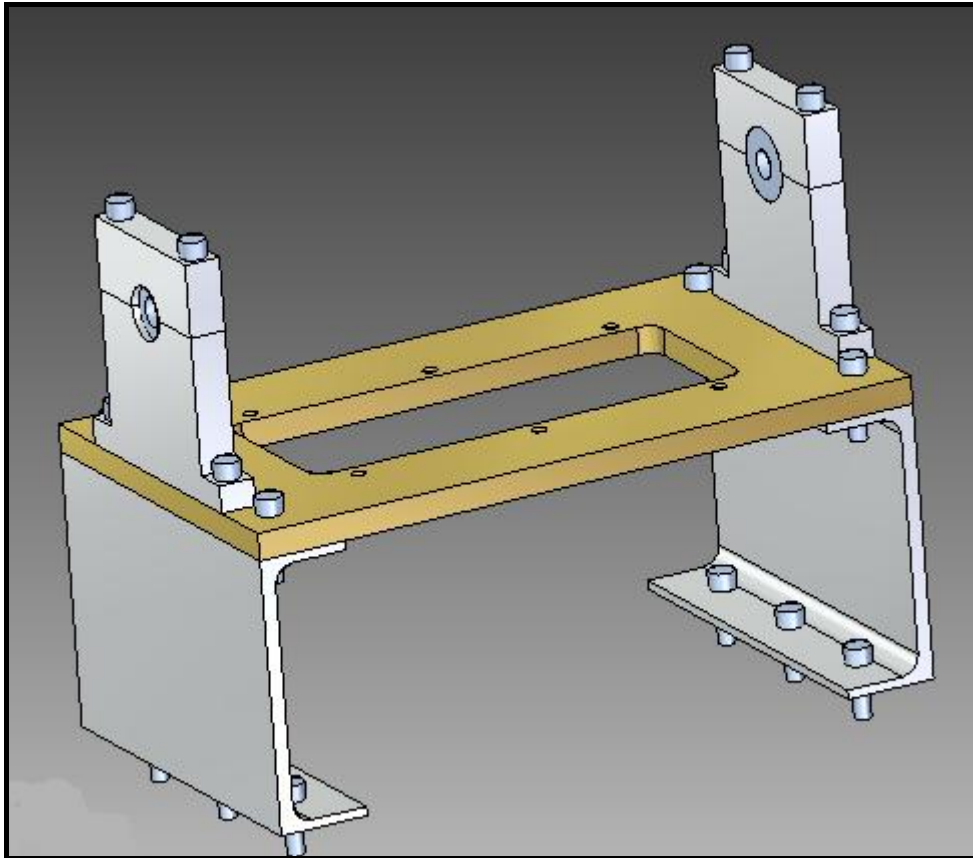
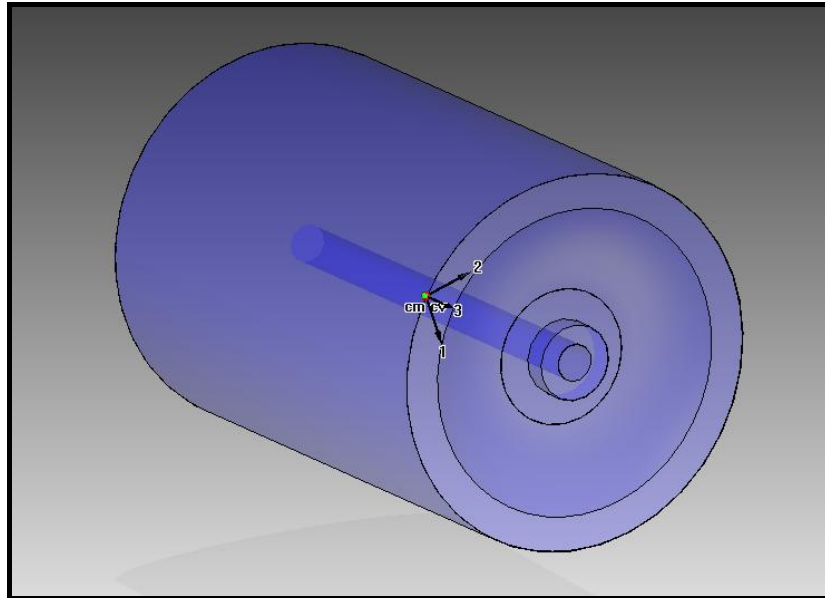


Ilustración 6.11 . Sujeción completa eje

- **Subconjunto del motor**

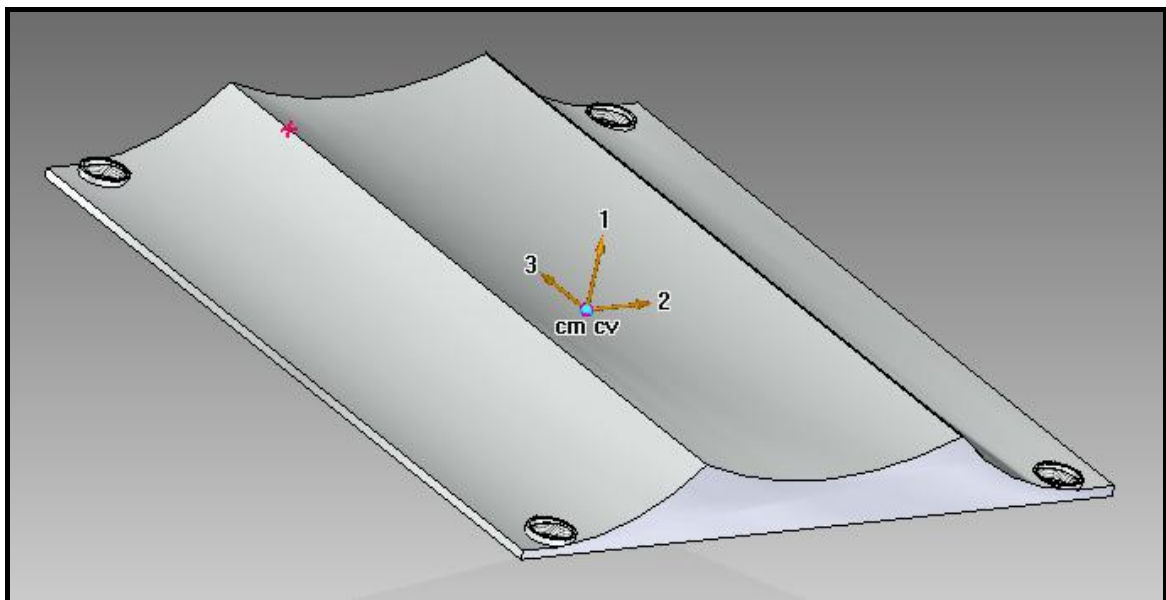
En este subconjunto el elemento principal, lógicamente, es el propio motor, en el cual se han realizado algunas simplificaciones en el modelado, irrelevantes para el análisis de modos propios de vibración

En la siguiente imagen podemos ver el motor que dará movimiento al eje, el cual será objeto del estudio más adelante. Las especificaciones técnicas del motor han sido proporcionadas anteriormente.



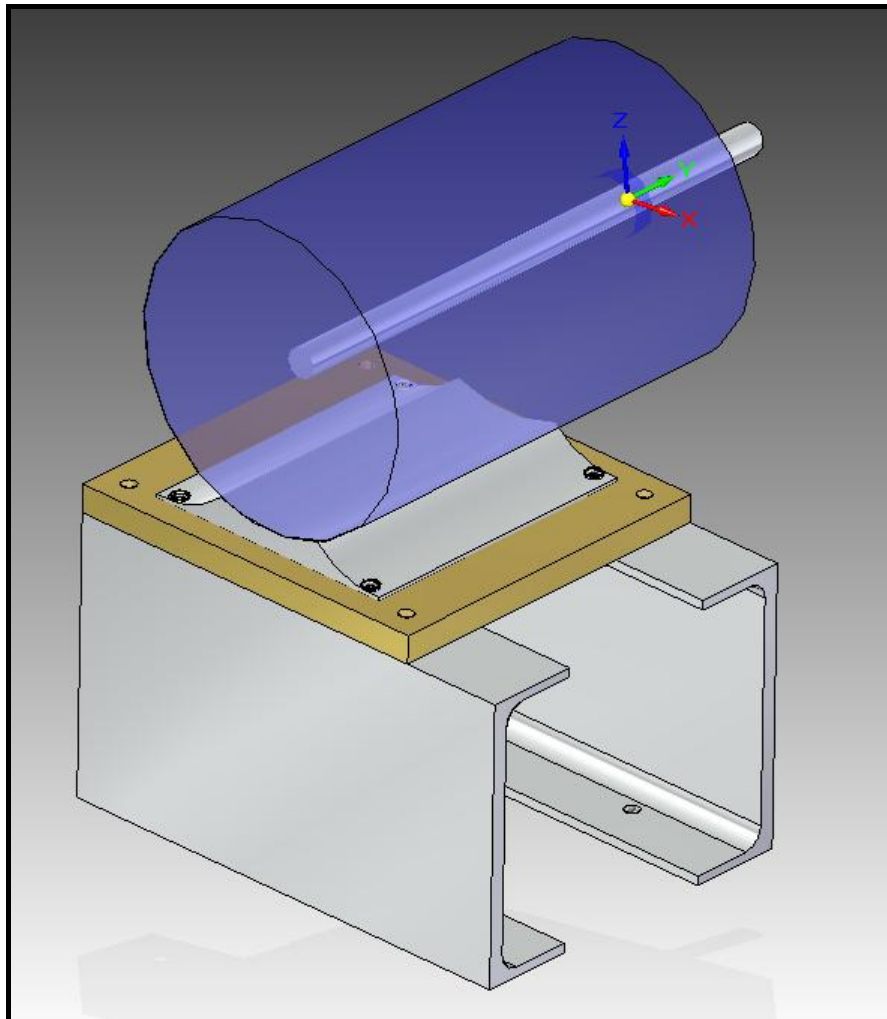
**Ilustración 6.12 . Motor modelado**

Dicho motor se encuentra sostenido por una placa de aluminio y dos soportes verticales que a su vez van atornillados a la placa base de aluminio, en la cual recae el peso de todo el conjunto.



**Ilustración 6.13 . Placa sujeción motor**

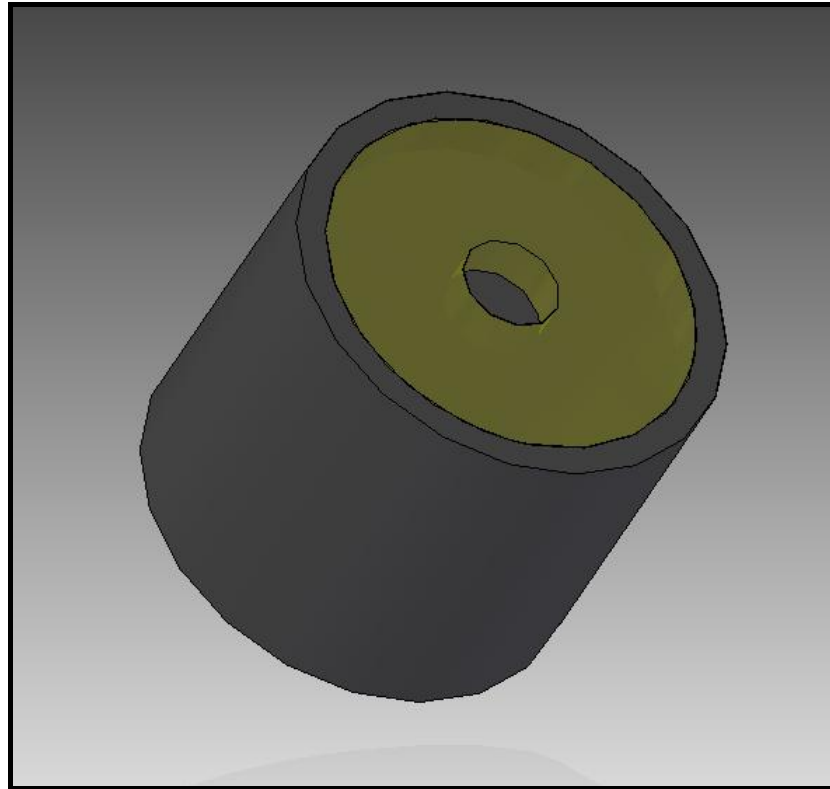
En la siguiente figura se puede ver el conjunto del sistema de sujeción del motor anteriormente descrito.



**Ilustración 6.14 . Sistema sujeción motor**

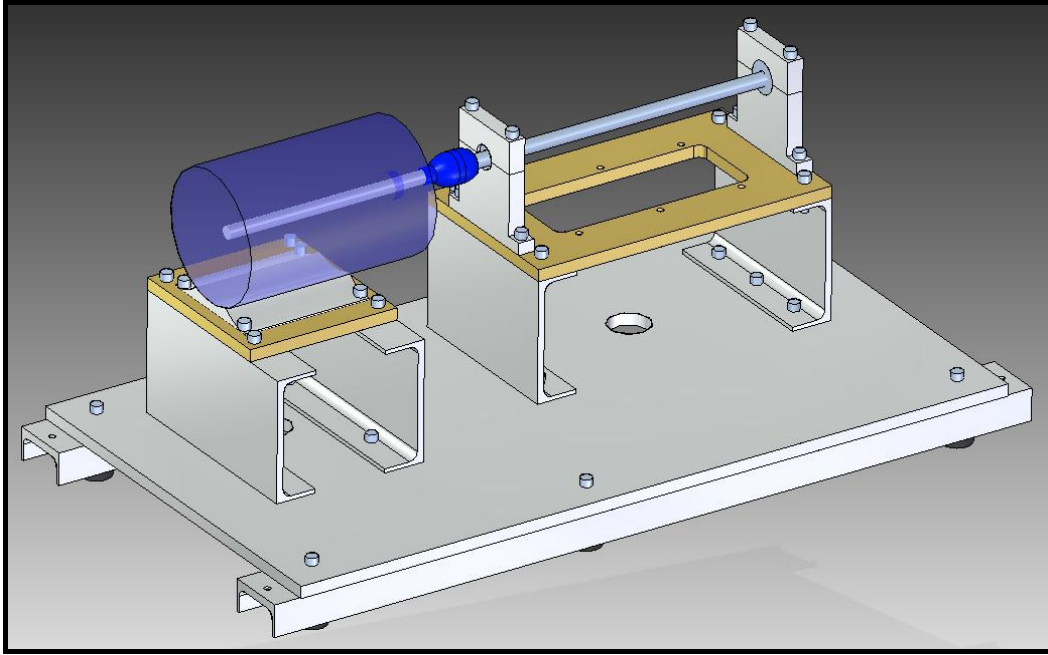


El último elemento por añadir a la máquina son unos tacos de gomas que serán atornillados al sistema de sujeción inferior y que cuya finalidad es absorber las vibraciones. Su nombre es *Silent Block*.

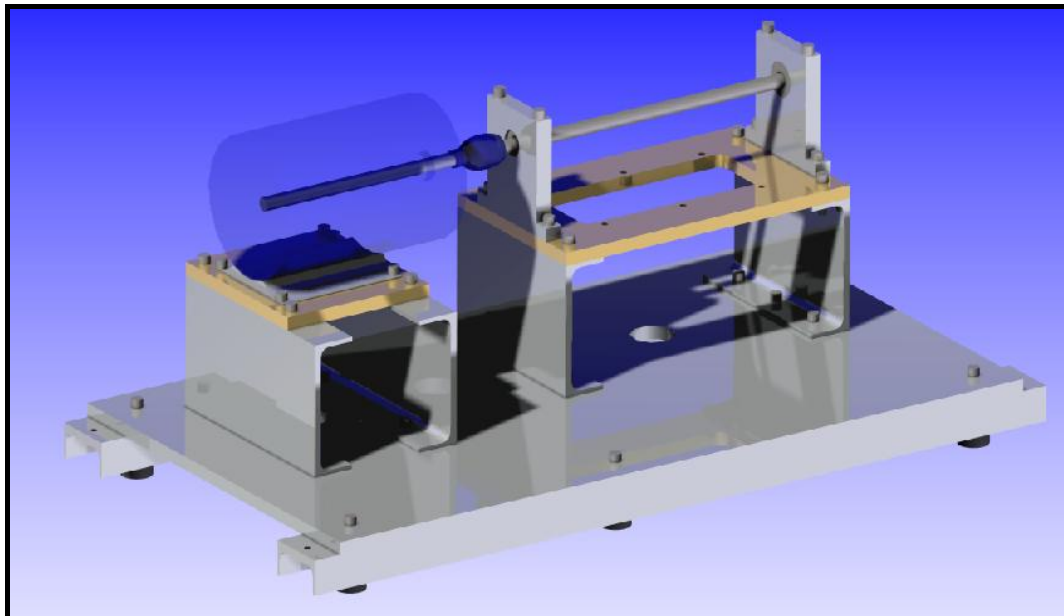


**Ilustración 6.15 . Silent block**

Una vez modeladas todas las piezas anteriormente descritas, utilizando la aplicación del entorno conjunto y determinando correctamente las relaciones entre todas las partes del conjunto para poder obtener así un correcto movimiento de la *machine fault simulation* el resultado se muestra en las siguientes imágenes.

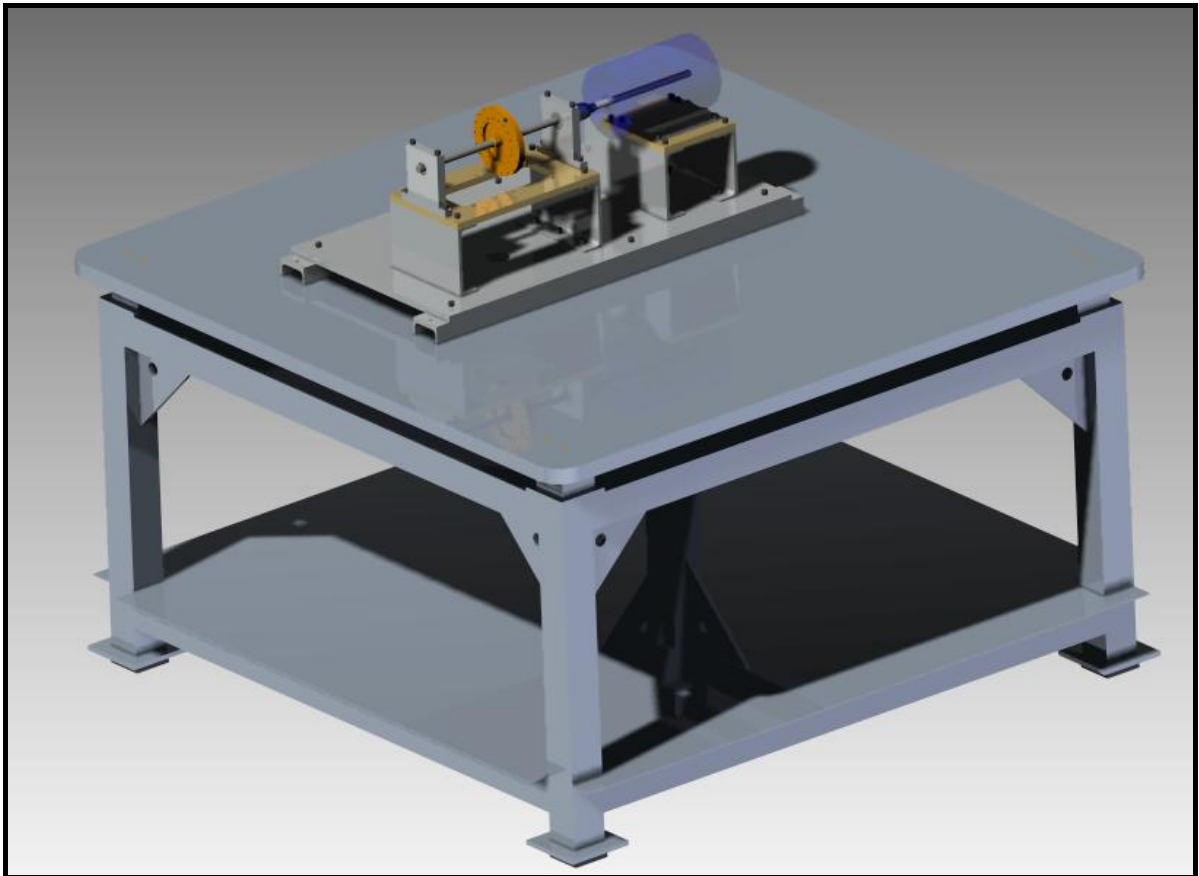


**Ilustración 6.16 . MFS modelada**



**Ilustración 6.17 . MFS con renderizado**

Se puede comprobar el realismo del modelado observando la imagen del conjunto final junto con la bancada y la fotografía real anteriormente expuesta.



**Ilustración 6.18 . Conjunto completo renderizado**

## 7. METODOLOGÍA DE ANÁLISIS CON FEMAP

### 7.1 INTRODUCCIÓN

---

En esta fase, el software soluciona el problema planteado, resolviendo el sistema de ecuaciones que se genera para el sistema de forma iterativa. El análisis por elementos finitos es un método numérico utilizado para resolver problemas de ingeniería y física.

Es un método que se usa para predecir el comportamiento de un sistema mecánico genérico ante una determinada acción de los parámetros mecánicos habituales: fuerzas, pares, campos de temperatura, etc. Este tipo de análisis es usado en el ciclo de diseño de un producto para predecir el rango de trabajo en el que el producto deberá funcionar. Permite tener un conocimiento del producto muy profundo antes de que exista físicamente.

El método consiste en dividir el sistema en subconjuntos denominados elementos. Así se consigue pasar de un sistema continuo a un sistema discreto. Un elemento está formado por una serie de puntos, denominados nodos, y las aristas que los unen.

Para saber lo que ocurre en el sistema continuo es necesario resolver a menudo complejas ecuaciones diferenciales. En el sistema discreto basta con calcular el comportamiento de los nodos y después utilizando funciones de forma se interpolan los resultados a todo el sistema.

El primer paso a seguir para resolver un problema mediante el método de los elementos finitos es crear una malla computacional. Es decir, la cantidad de nodos de los que va a disponer la malla o el tamaño de los elementos.

En nuestro caso, el programa utilizado es FEMAP, un potente e innovador programa creado por Siemens para la simulación y resolución de problemas en elementos finitos. Al abrir FEMAP nos encontramos en una pantalla de inicio con todas las ventanas y comandos disponibles en este programa.

## 7.2 PROCESO DE SIMULACIÓN FEM

### ▪ Modelado

Consiste en la realización de un dibujo del sistema a estudiar mediante un programa de *CAD* (*Computer aided desing*) en 2D o 3D, que posteriormente será importado al programa de elementos finitos correspondiente. Otra posibilidad, es el uso del editor de geometría que poseen la mayoría del los paquetes de software que realizan análisis por *FEM* y dibujar directamente en este el modelo a ensayar. La ventaja que posee el uso de los primeros frente a los segundos, es que tienen una mayor precisión a la hora de dibujar la geometría, por lo que se pueden modelar sistemas con formas más complejas disminuyendo el tiempo empleado.

El primer paso a seguir consiste en importar la figura que hemos diseñado en *SOLID EDGE* a nuestro programa. Se realiza pulsando la pestaña *File* (Archivo) y dentro de ésta se pulsa *Import* (Importar) y a su vez *Geometry* (Geometría). Una vez pulsada esta última pestaña se te abre un cuadro donde podemos buscar cualquier pieza que deseemos en varios formatos.

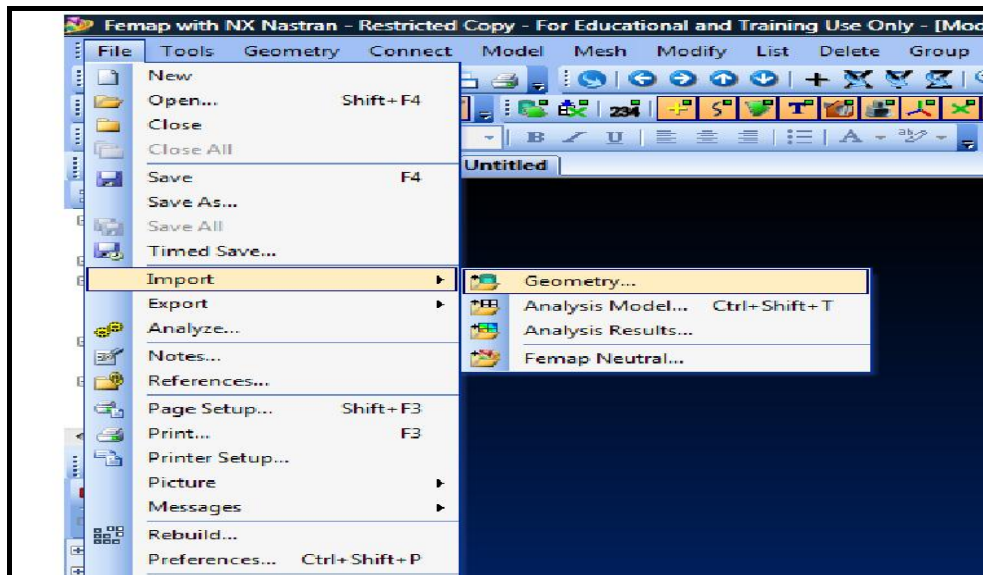


Ilustración 7.1 . Importar geometría en Femap

Tenemos una importante ventaja y es que al ser FEMAP y SOLID EDGE programas compatibles, existen varios pasos que nos hemos saltado y son el modelado de las piezas y las propiedades de los materiales, que ya vienen definidas en SOLID EDGE. De esta forma las propiedades de los materiales de los que están compuestas, tales como la densidad, el coeficiente de Poisson o el módulo de Young, entre otras, ya están establecidas.

### ▪ *Mallado*

Mediante el mallado se discretiza la geometría del conjunto inicial, dividiendo la totalidad de este en pequeñas celdas. Normalmente, los programas de elementos finitos tienen un módulo interno que permite la posibilidad de mallar de forma automática y que posibilita refinar aquellas zonas donde se necesite más precisión de cálculo.

Nosotros escogemos el de SOLID EDGE y pasamos a realizar el mallado. En este apartado nos introducimos en la pestaña de *Mesh* (mallado) y dentro de ella seleccionamos *Geometry* (Geometría) y *Solids* (Sólidos).

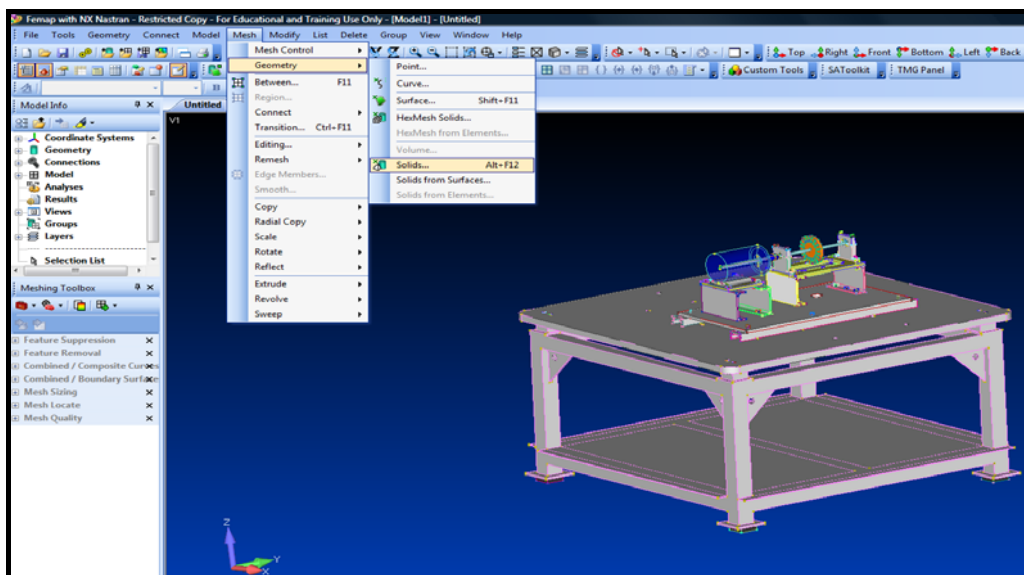
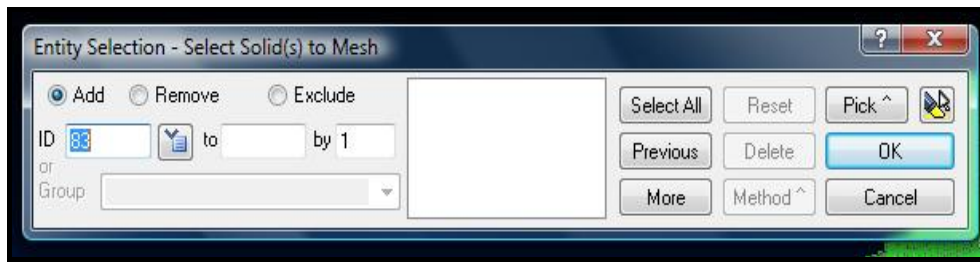


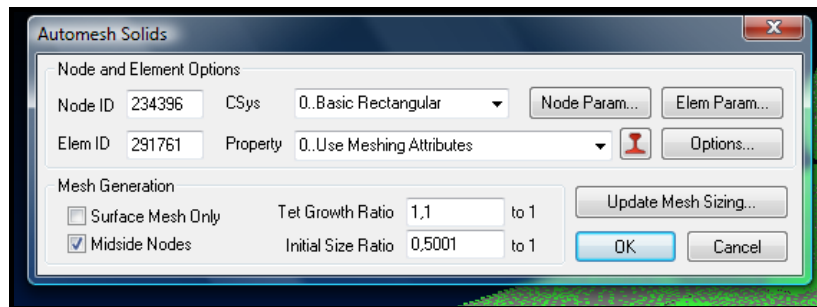
Ilustración 7.2 . Mallado en Femap

En la ventana de *Entity Selection* (Entrada de Selección) pulsamos el botón de *Select All* (Seleccionar Todo) para que nos coja todas las piezas que forman nuestro conjunto.



**Ilustración 7.3 . Entrada de selección**

Posteriormente en *Automesh Solids* (Automallado de Sólidos) dejamos los parámetros que aparecen en la ventana, que son los que nos encontramos por defecto y son los más idóneos para el automallado (tipo, forma y número de nodos).



**Ilustración 7.4 . Automallado**

- ***Definición de contactos entre superficies***

En este paso se especifica el tipo de contacto que existe entre superficies colindantes en el modelo, estas pueden encontrarse pegadas, soldadas, tener rozamiento entre ellas, entre otras posibilidades. Existe tanto la opción de detallar el contacto por defecto entre la totalidad de superficies unidas que componen el modelo y la opción de generar los contactos uno a uno creando parejas de superficies. Ambas posibilidades se pueden combinar para los casos en los que la mayoría de las superficies tengan el mismo tipo de unión y unas caras determinadas no.

Una vez está mallada la figura necesitamos conectar las distintas piezas sólidas que componen nuestro conjunto. Para el estudio de modos de vibración, hemos decidido simplificar el problema cogiendo sólo el eje y el disco con el peso. De esta forma



evitamos los problemas que nos ha dado al estudiar el conjunto entero y resulta igualmente práctico y se obtiene unos valores lógicos.

En primer lugar, en nuestro eje-motor con disco-peso incluido, definimos los contactos entre superficies. Para ello nos introducimos en la pestaña de *Connect* (Conexiones) y seleccionamos *Automatic* (Automático).

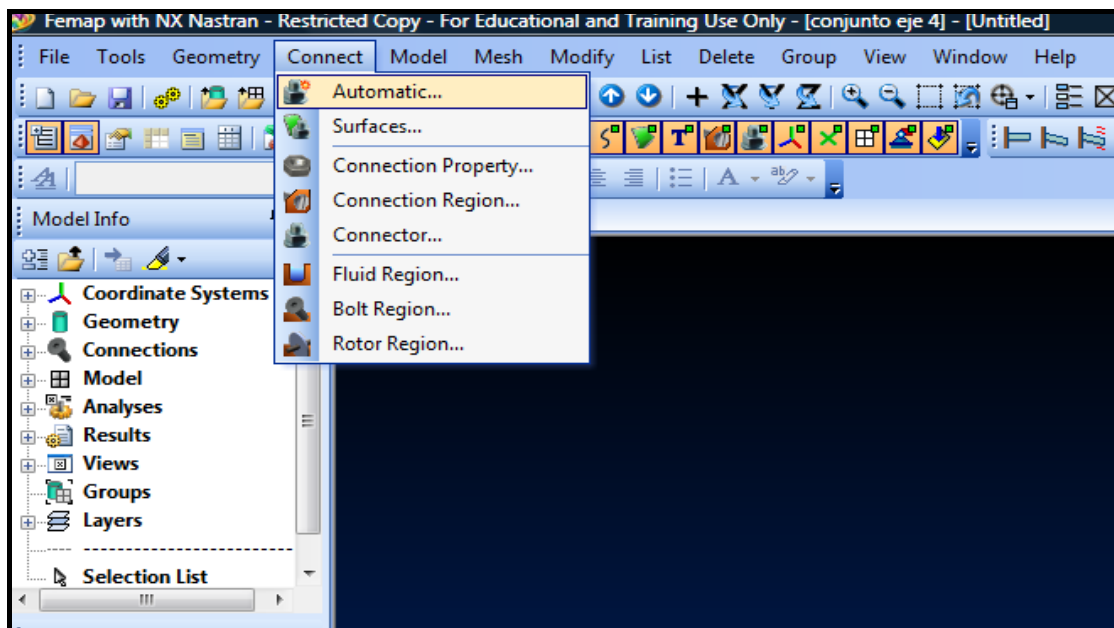


Ilustración 7.5 . Conectar caras

Una vez dentro nos volvemos a encontrar con la ventana *Entity Selection* (Entrada de Selección) pulsamos el botón de *Select All* (Seleccionar Todo) para que nos coja todas las piezas que forman nuestro conjunto. Finalmente en la última ventana en *Auto Dection Options for Connections* (Opciones de Autodetección de Conexiones) dejamos los valores estándares de tolerancia, con especial atención a que aparezca marcada la pestaña *Glued*.



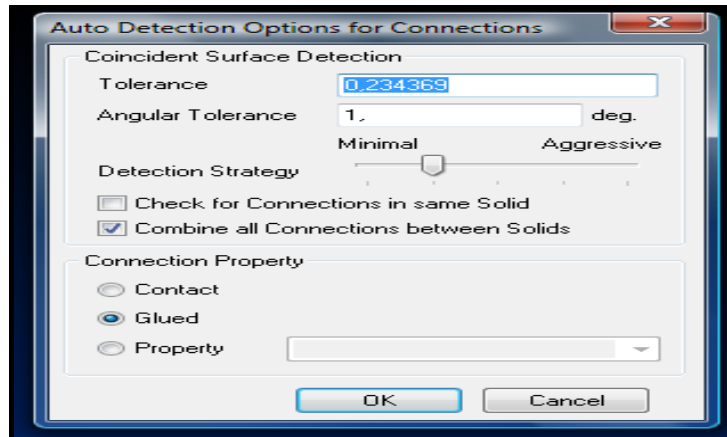


Ilustración 7.6 . Autodetección de conexiones

- ***Aplicación de las condiciones de contorno***

Las condiciones de contorno son restricciones que se aplican en algunos nodos mediante las cuales se restringen el número de grados de libertad, existe la posibilidad de limitar el desplazamiento en una o varias direcciones del espacio concretas o la rotación en las mismas.

Para aplicar estas condiciones es muy importante recordar que hemos asemejado nuestro rotor-kit con bancada a un eje apoyado en sus extremos donde todos los grados de libertad están restringidos exceptuando el eje de giro del eje-motor, que en nuestro caso es el "Y". Escogemos dentro de la barra de herramientas *Model* (Modelo) y a su vez *Constraint* (Restricciones) y *Nodal* (Nodo).

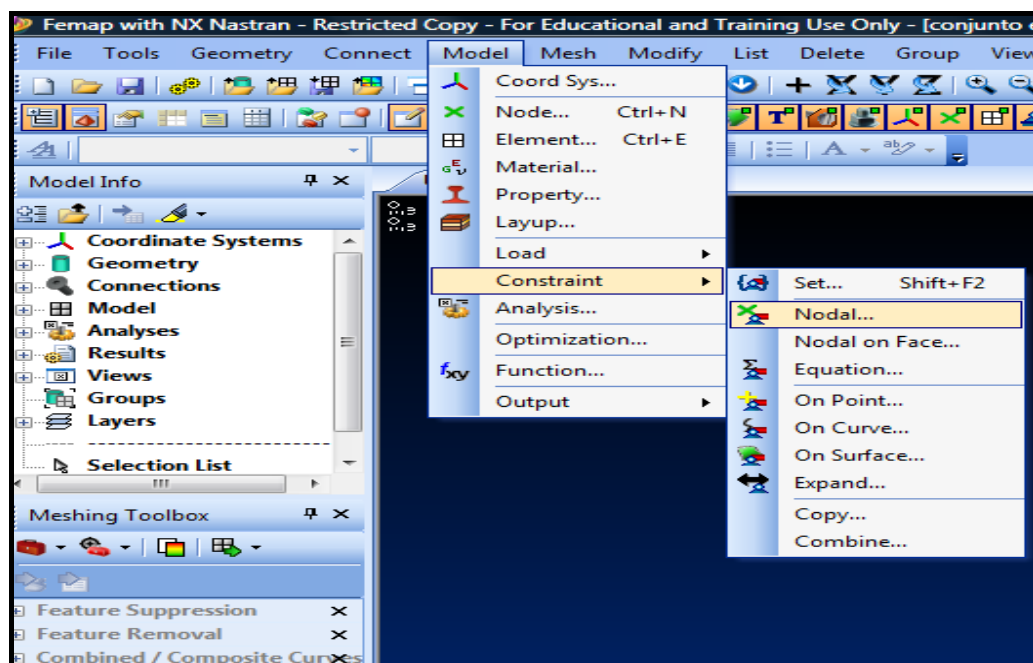


Ilustración 7.7 . Restricciones

Hemos escogido el nodo central de cada cara del cilindro (eje-motor) en la pestaña de *Entity Selection/Enter Node (Entrada de Selección/Entrada de los Nodos)* y como ya hemos comentado antes le hemos puesto todas las restricciones de movimiento menos la del giro del eje en esos puntos (TX, TY, TZ, RX, RZ) en la pantalla de *Create Nodal Constraints/DOF (Crear Restricciones de Nodos/Grados de Libertad)*, que es donde están apoyados en los cojinetes.

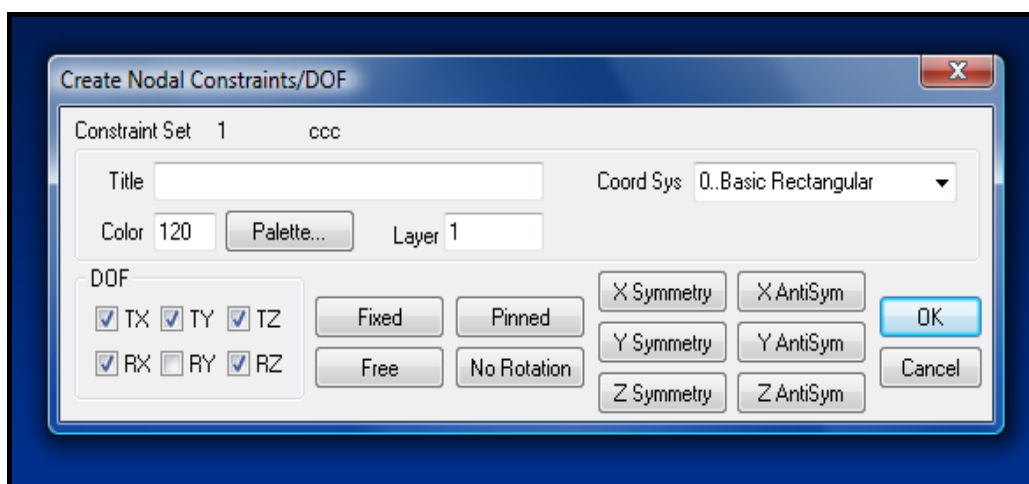
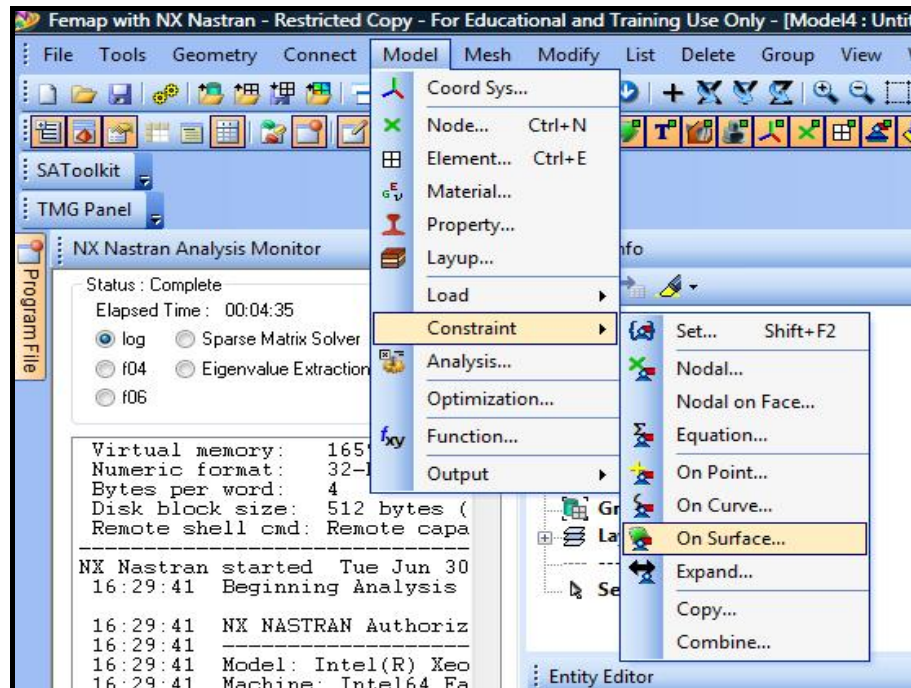


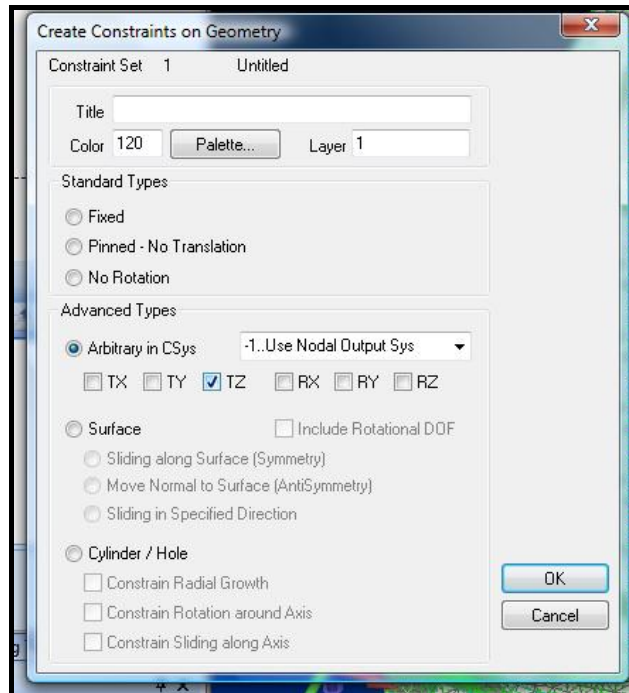
Ilustración 7.8 . GDL restricciones

En el caso de la Bancada el proceso es algo diferente. Debemos introducirnos igualmente en *Model* (Modelo) y a su vez *Constraint* (Restricciones) pero ahora, la Bancada está apoyada en cuatro superficies planas cuadradas luego la restricción será *On Surface* (En Superficie).



**Ilustración 7.9. Restricciones en superficies**

Una vez nos encontramos en la ventana de *Create Constrains on Geometry* (Crear Restricciones en Geometría) debemos seleccionar el único eje de movimiento que está restringido en este caso que es el eje Z en desplazamiento (TZ).



**Ilustración 7.10. Restricciones en geometría**

- ***Elección tipo de análisis a realizar***

Tras la preparación del modelo, objeto de estudio, se ha de indicar al programa qué tipo de análisis se requiere realizar; este puede ser estructural, de transferencia de calor, electrostático, de transporte de masa,...dentro de estas categorías se ha de concretar las características del mismo.

En nuestro caso hemos escogido el análisis de modos de vibración. Dentro de la pestaña de *Model* (Modelo) escogemos *Analysis* (Análisis) para analizar nuestro problema. El programa matemático que soluciona los problemas de elementos finitos es el NX NASTRAN, que nos permite obtener las soluciones correspondientes a cada problema planteado.

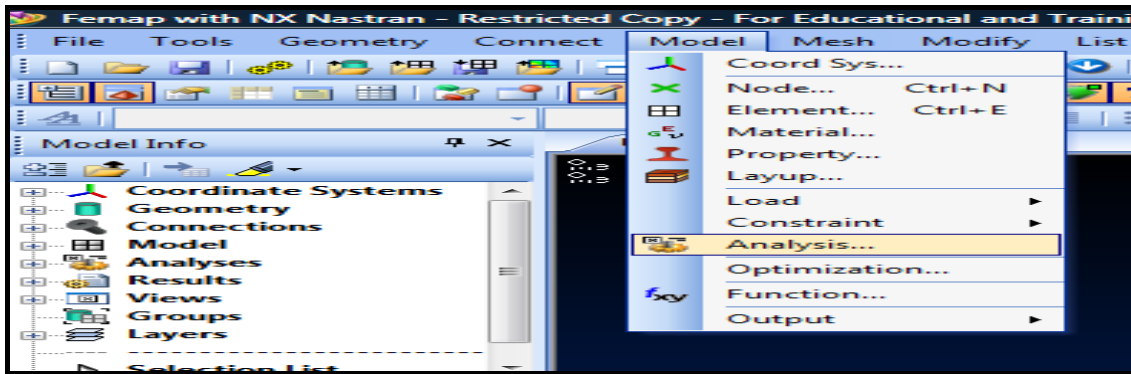


Ilustración 7.11. Análisis Femap

En FEMAP existen muchos tipos de análisis(estático, dinámico, transferencia de calor). Debemos escoger el segundo tipo *Normal Modes/Eigenvalue* (Modos de Vibración). El programa tardará unos minutos y si no existe ningún error fatal(puede aparecer algún "warning") es posible analizar los resultados.

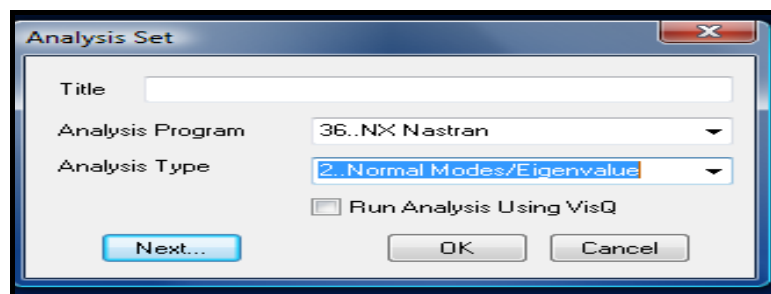


Ilustración 7.12. Tipo de análisis

### 7.3 VISUALIZACIÓN DE RESULTADOS

#### ▪ Obtención y análisis de resultados

La solución se obtiene en cada uno de los elementos en que se descompone la geometría y el programa nos permite analizar el desplazamiento, fuerza, presión etc. que se ejerce en cada nodo.

En este apartado final debemos obtener una hoja de resultados lo más práctica posible. Para ello es necesario primero indicar el origen de resultados en formato Word que nos dará FEMAP. Dentro de *List/Destination* (Lista/Destino) nos encontramos con la ventana *Listing Destination* y aquí seleccionamos la carpeta donde se van a guardar nuestros archivos.

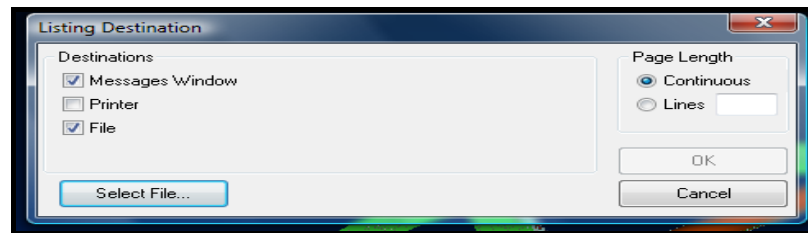


Ilustración 7.13. Destino resultados

Una vez ubicados estos archivos procedemos a indicarle al problema que resultados queremos que nos obtenga. Seleccionamos la pestaña de *Output* (Salida de Resultados) en su formato *Standard*.

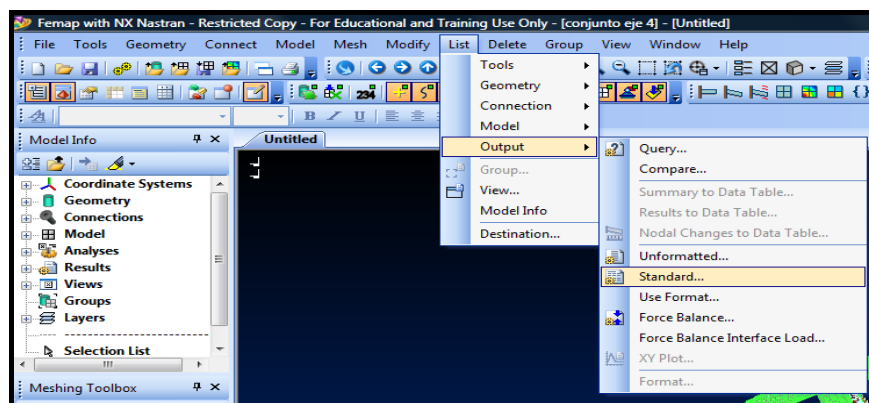


Ilustración 7.14. Salida de resultados

Finalmente en la ventana *List Formatted Output* seleccionamos las características de nuestras listas de Word. Podemos seleccionar un nodo por defecto, un "Top" con los nodos con valores máximos mínimos dependiendo del esfuerzo, desplazamiento, modos de vibración etc. y además de poder seleccionar toda una lista con todos los datos o sólo los que nos parezcan más importantes.

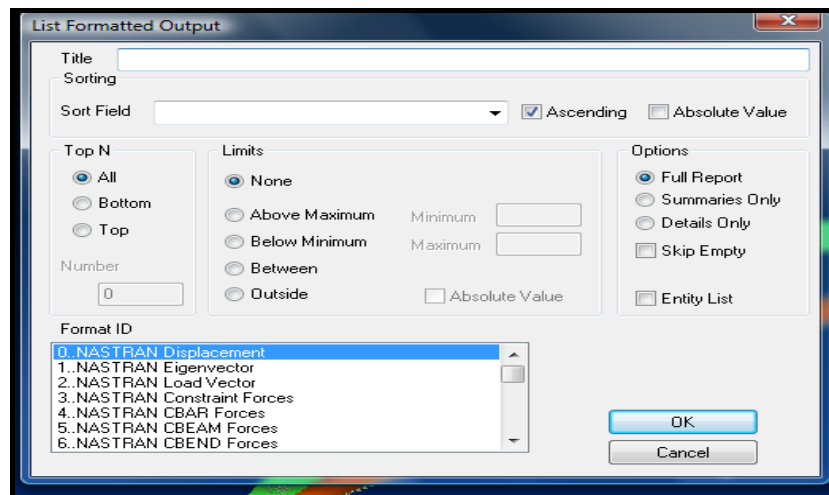


Ilustración 7.15. Características de los resultados

#### ▪ Optimización del modelo

Una vez conocido el resultado es posible que haya que volver al Pre-Proceso para realizar cambios en el modelo y mejorar los datos obtenidos. Para ello será necesario comprobar si los valores obtenidos son unos resultados lógicos y en caso contrario solucionar el problema hasta encontrarlos.

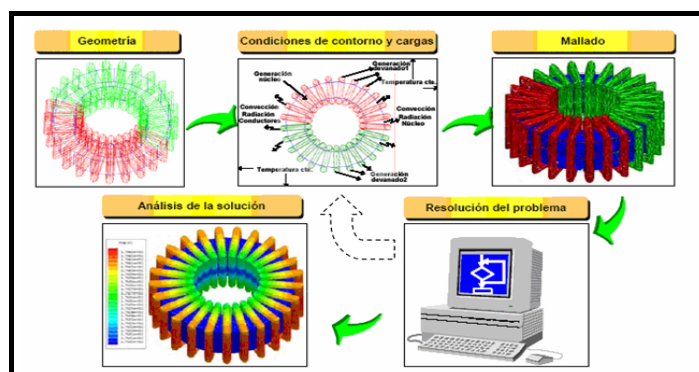


Ilustración 7.16. Optimización del modelo



## 8. RESULTADOS DEL ANÁLISIS

### 8.1 MODO PROPIOS DE VIBRACIÓN

#### RESULTADOS DE LA BANCADA

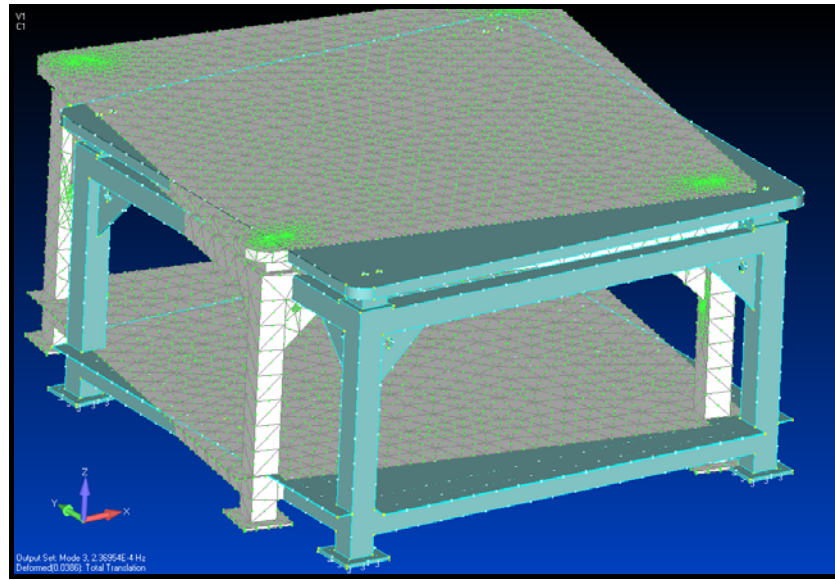


Ilustración 8.1 . Bancada mallada

En esta sección del proyecto se realizará un estudio mediante el Femap para hallar los modos propios de vibración de la bancada, del eje y del eje junto con el disco.

En lo referente a la bancada se han realizado dos modelos. En uno de ellos se ha modelado la bancada tal cual está en el laboratorio, es decir, con todos los agujeros que presenta. Y en el otro se han eliminado a la hora de diseñarla para ver cómo influyen dichos agujeros en los modos propios de vibración.

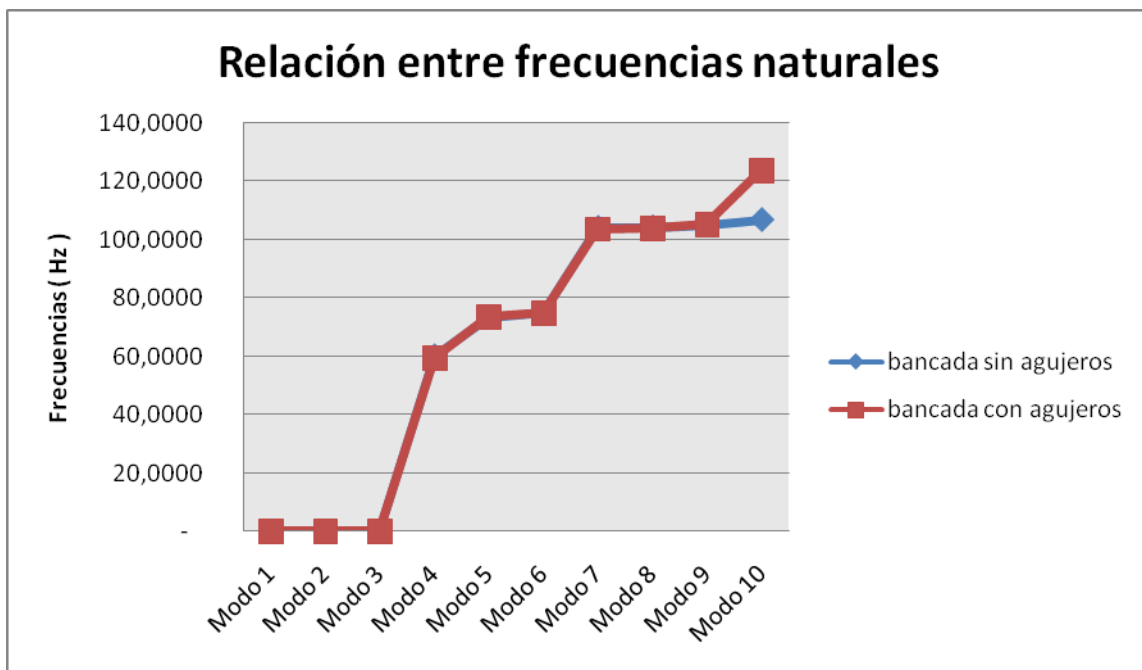
Lo más lógico es pensar que dado el tamaño de los agujeros y que la mayoría no son pasantes, no existirá a penas diferencias entre unos modos y otros. Como se puede ver a continuación en las siguientes tablas y gráficas estábamos en lo cierto al pensar en esa pequeña diferencia.



	BANCADA CON AGUJEROS		BANCADA SIN AGUJEROS
Modo 1	0,0002	Modo 1	0,0002
Modo 2	0,001	Modo 2	0,0002
Modo 3	0,0002	Modo 3	0,0002
Modo 4	59,353	Modo 4	60,1470
Modo 5	73,4325	Modo 5	73,4453
Modo 6	74,7614	Modo 6	74,8056
Modo 7	103,697	Modo 7	104,0780
Modo 8	103,8772	Modo 8	104,2514
Modo 9	105,1162	Modo 9	105,0847
Modo 10	123,813	Modo 10	106,7806

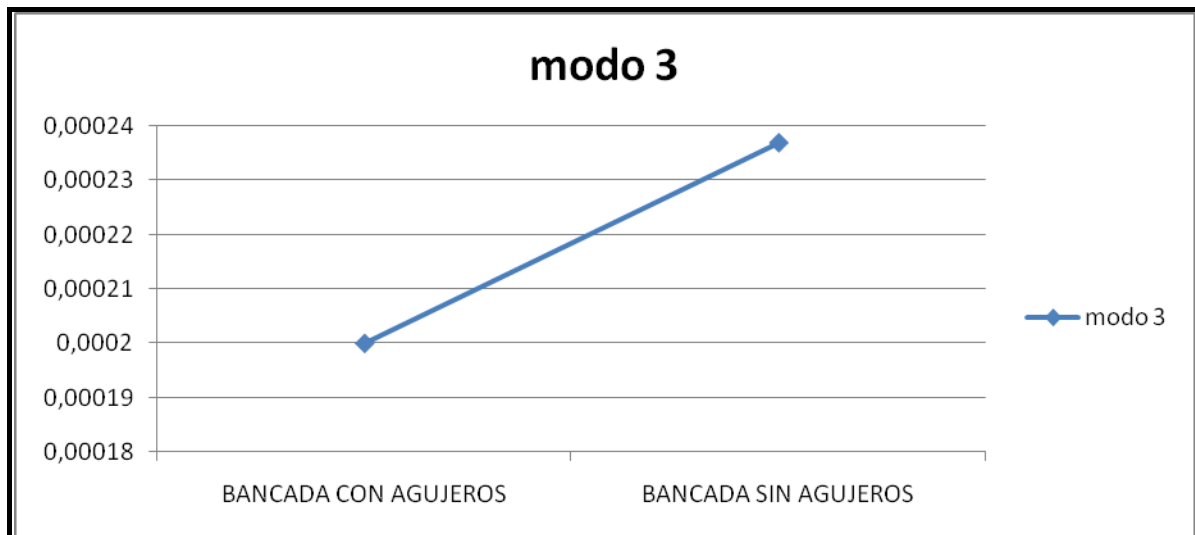
Tabla 8.1. Modos de las bancadas

Se puede observar que prácticamente todos los modos son idénticos y que la diferencia más notable se encuentra en el modo 10. Esto último se ve con mayor claridad en la siguiente gráfica.



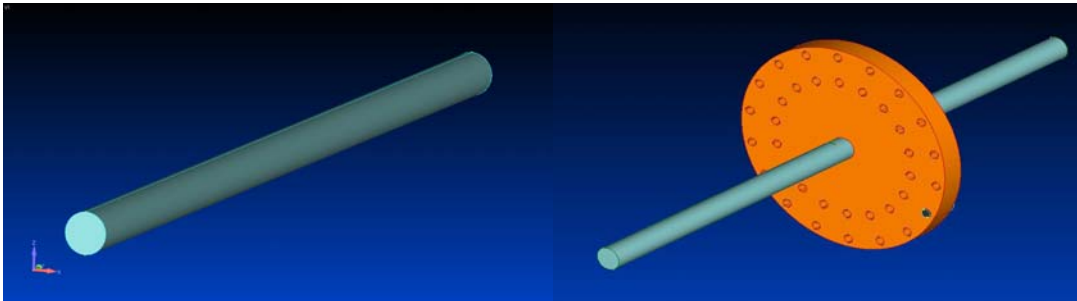
Gráfica 8.1 . Relación frecuencias entre bancadas

Además de que la diferencia no es significativa, no se encuentra en el modo mas importante en nuestra análisis, el modo 3. En dicho modo la diferencia de herzios es mínima como se muestra con más precisión en la siguiente gráfica.



Gráfica 8.2 . Modo 3 de las bancadas

## **RESULTADOS DEL EJE Y EJE-DISCO**



**Ilustración 8.2 . Eje y Eje-Disco**

La parte central del estudio se centra en el eje como se ha comentado anteriormente. El primer estudio se encargará de hallar los modos propios de vibración del eje en cuestión, sin ningún tipo de entalla ni disco concéntrico. Los resultados son los siguientes:

MODOS EJE	Hz
Modo 1	0,0019
Modo 2	314,1813
Modo 3	314,2054
Modo 4	1247,2630
Modo 5	1247,4990
Modo 6	2771,8530
Modo 7	2773,2620
Modo 8	4779,1510
Modo 9	4847,4820
Modo 10	4852,2160

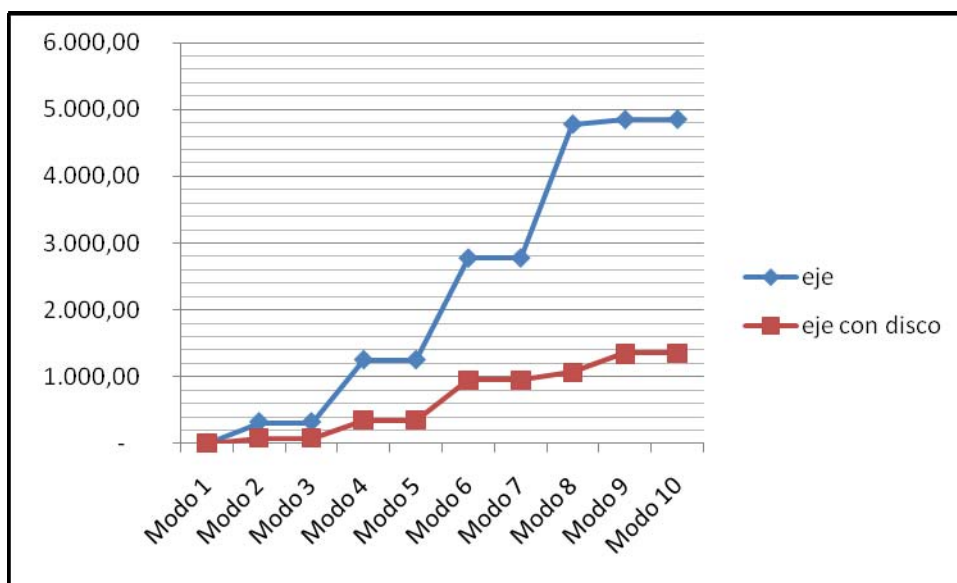
**Tabla 8.2 . Modos del eje**

Ahora queremos estudiar como afectaría la colocación de un disco concéntrico en este eje. Basándonos en nuestros conocimientos teóricos al colocar dicho disco el sistema tardaría vas tiempo a la hora de volver en reposo, lo que conlleva que las frecuencias deberían ser menores.

Observando los siguientes resultado vemos que estábamos en lo cierto ya que los modos del eje con el disco son inferiores a las anteriormente mostradas. Se puede observar mejor comparando dos gráficas de las frecuencias naturales.

MODOS EJE	Hz
Modo 1	0.0271
Modo 2	77,7965
Modo 3	78,1126
Modo 4	345,6708
Modo 5	348,0667
Modo 6	943,8275
Modo 7	944,8176
Modo 8	1057,9160
Modo 9	1338,4730
Modo 10	1346,5580

Tabla 8.3 . Modos eje con Disco



Gráfica 8.3 . Relación frecuencias eje y eje-disco

### RESULTADOS DEL EJE CON LAS DISTINTAS ENTALLAS

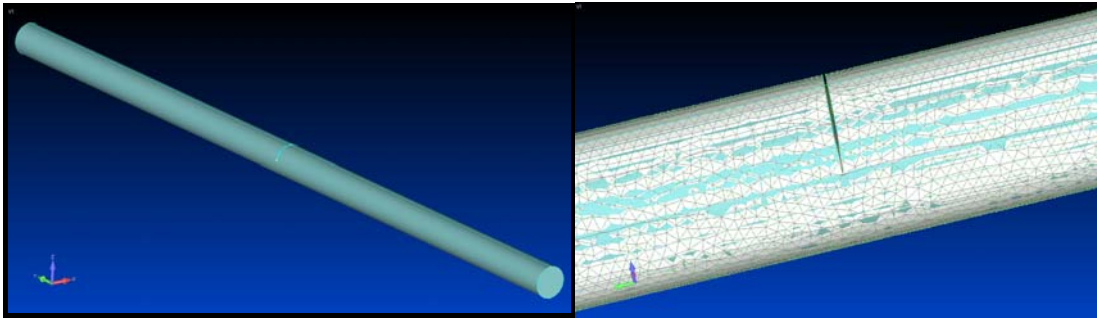


Ilustración 8.3 . Entalla en el eje

Una vez demostrado como afecta la colocación del disco se pasará a estudiar la influencia de la profundidad de la entalla en las frecuencias naturales. Para ello se modelarán distintos ejes en función de la profundidad de la entalla, pero siempre situada en el punto medio del eje. Se realiza de esta forma para que unicamente influya la profundidad y no la posición.

Las distintas profundidades de entalla serán : *1,33 mm*, *2,57 mm*, *4 mm*, *5,34 mm*, *6,67 mm* y *8 mm*. Todo esto teniendo en cuenta que el diámetro del eje es de *16 mm*.

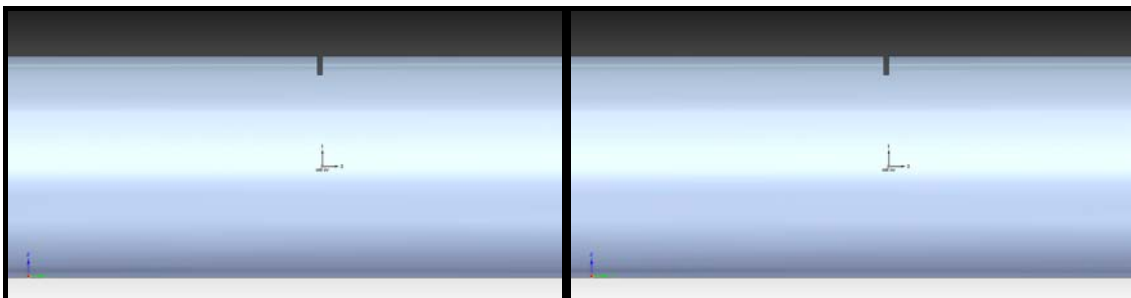
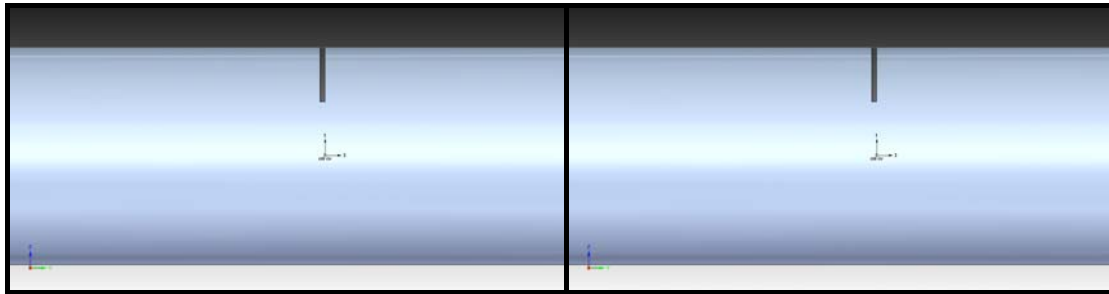
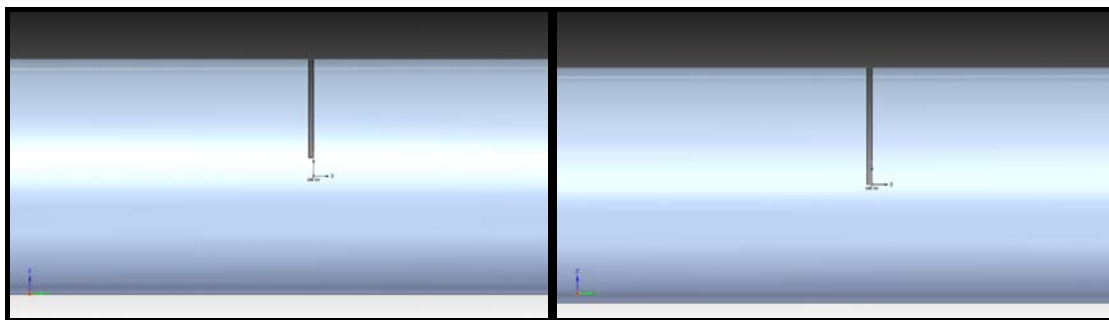


Ilustración 8.4 . Entalla de 1,33mm y 2,67mm



**Ilustración 8.5 . Entalla de 4mm y 5,34mm**



**Ilustración 8.6 . Entalla de 6,67mm y 8mm**

En principio, según lo teórico, la profundidad de una pequeña entalla no debería afectar a los modos si el sistema no se encuentra excitado. Por ello en este tipo de ensayo se coloca un disco para llegar a ese nivel de excitación deseado. En el siguiente análisis se incluirá un disco para intentar observar como influye la profundidad de la entalla de una forma más clara.

Por lo tanto en los siguientes resultados vemos los modos propios de vibración de los 6 ejes de estudio con distintas profundidades de entalla.

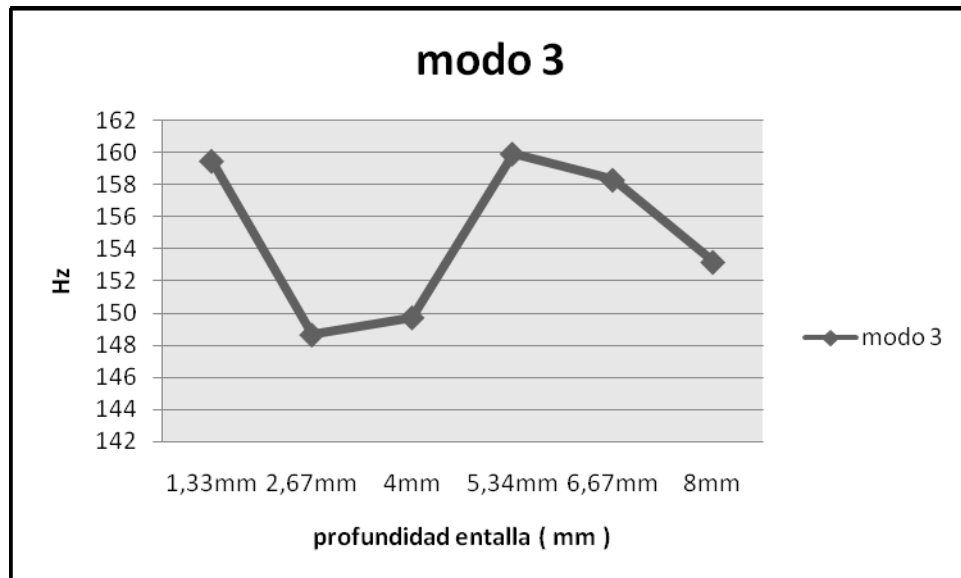
Eje con entalla 1,33mm	HZ	Eje con entalla 2,67mm	HZ	Eje con entalla 4mm	HZ
Modo 1	9,12E-04	Modo 1	1,03E-03	Modo 1	0,001147
Modo 2	159,4414	Modo 2	148,2635	Modo 2	149,1387
Modo 3	159,4625	Modo 3	148,6626	Modo 3	149,7342
Modo 4	611,2228	Modo 4	590,6835	Modo 4	590,5796
Modo 5	611,3376	Modo 5	590,9299	Modo 5	591,08
Modo 6	1379,391	Modo 6	1323,491	Modo 6	1336,383
Modo 7	1386,773	Modo 7	1327,005	Modo 7	1342,861
Modo 8	2473,518	Modo 8	2332,674	Modo 8	2335,535
Modo 9	2488,144	Modo 9	2335,593	Modo 9	2337,074
Modo 10	3565,857	Modo 10	3121,169	Modo 10	3218,24

Eje con entalla 5,34mm	HZ	Eje con entalla 6,67mm	HZ	Eje con entalla 8mm	HZ
Modo 1	8,03E-04	Modo 1	9,32E-04	Modo 1	7,72E-04
Modo 2	157,1365	Modo 2	154,1375	Modo 2	147,1635
Modo 3	159,9157	Modo 3	158,2903	Modo 3	153,1821
Modo 4	610,0218	Modo 4	605,6043	Modo 4	595,9406
Modo 5	614,3109	Modo 5	607,2598	Modo 5	597,025
Modo 6	1358,144	Modo 6	1343,131	Modo 6	1306,401
Modo 7	1390,313	Modo 7	1383,954	Modo 7	1372,294
Modo 8	2474,496	Modo 8	2465,323	Modo 8	2402,349
Modo 9	2487,218	Modo 9	2474,163	Modo 9	2412,752
Modo 10	3579,902	Modo 10	3528,767	Modo 10	3336,191

Tabla 8.4 . Modos de los ejes con la entallas

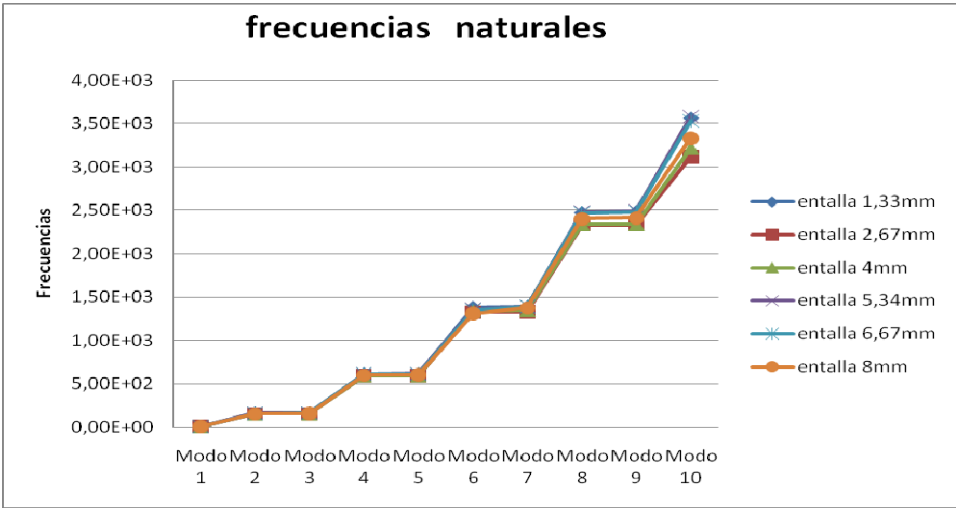
Como vemos las dieferencias en el modo 3 de cada ensayo son mínimas y no siguen ninguna secuencia lógica como debería ocurrir si realmente influyera la profundidad. SE ve en la siguiente gráfica que de esta forma no hallamos una relación lógica, la cual debe existir.



Gráfica 8.4 . Modo 3 del eje con entallas



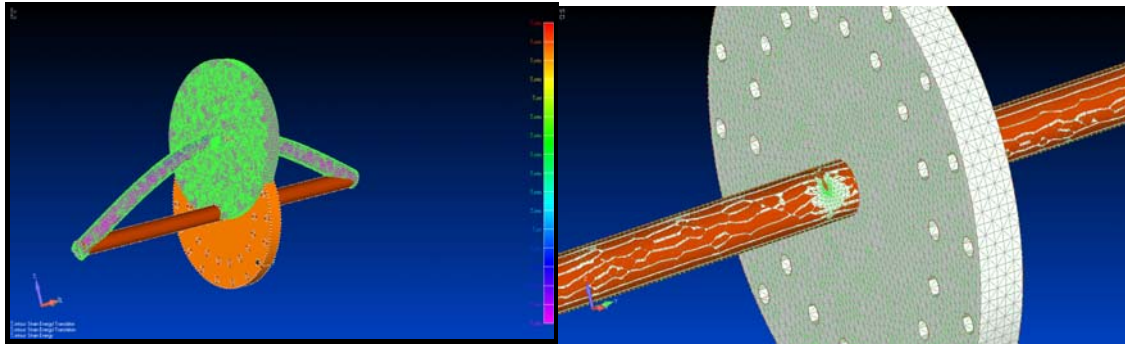
A pesar de esta observación en la con la siguiente gráfica vemos la coherencia de los resultados ya que en todos los ensayos se sigue la misma tendencia.



Gráfica 8.5 . Frecuencias naturales del eje con entallas



## **RESULTADOS DEL EJE-DISCO CON ENTALLAS**



**Ilustración 8.7 . Eje-disco**

Una vez obtenidos todos los resultados con el eje solo se realiza el análisis colocando a cada eje ( con la distinta entalla ), el disco con el peso par provocar una excitación y comprobar la importancia de la profundidad en las frecuencias naturales.

En principio la experiencia nos indica que una entalla de mayor profundidad provoca que el eje tenga menos rigidez, ya que existe una fisura que provocara un ligero aumento de la flexibilidad a la hora de vibrar.

Por lo tanto si a medida que aumente esa profundidad el eje vibra con más libertad eso quiere decir que tardara más tiempo en volver a su estado inicial y por lo tanto su frecuencia irá disminuyendo de manera progresiva segun nuestra profundidad.

Los siguientes resultados muestran que nuestros fundamentos teóricos son ciertos. La disminución del modo 3, el que nos interesa, se ve claramente en la grafica de la siguiente página.

Eje-Disco con entalla 1,33mm	Hz
Modo 1	0,038096
Modo 2	79,77995
Modo 3	102,0232
Modo 4	349,7109
Modo 5	353,0443
Modo 6	967,9043
Modo 7	978,2859
Modo 8	1107,304
Modo 9	1354,801
Modo 10	1395,962

Eje-Disco con entalla 2,67mm	Hz
Modo 1	0,0395912
Modo 2	78,79224
Modo 3	101,824
Modo 4	347,7522
Modo 5	352,0627
Modo 6	934,6568
Modo 7	951,0998
Modo 8	1098,552
Modo 9	1350,224
Modo 10	1453,391

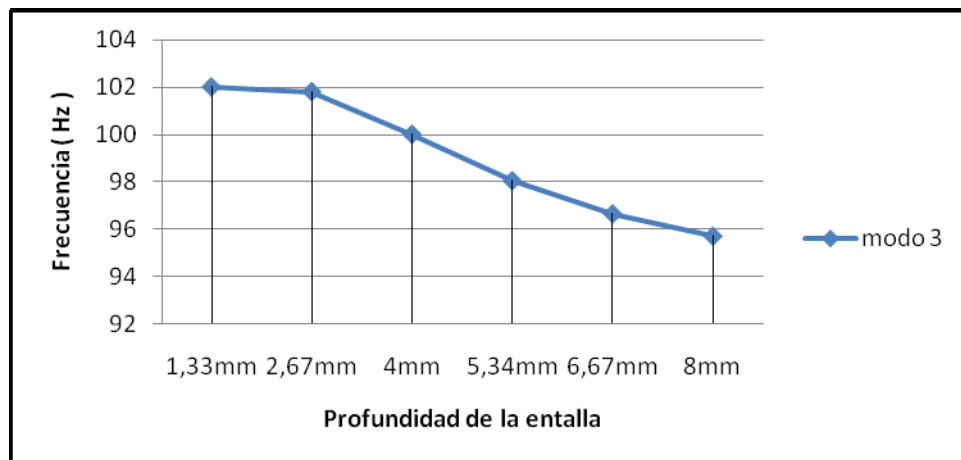
Eje-Disco con entalla 4mm	Hz
Modo 1	0,0241733
Modo 2	77,38238
Modo 3	100,0236
Modo 4	345,8361
Modo 5	350,0988
Modo 6	948,1757
Modo 7	952,6762
Modo 8	1076,723
Modo 9	1324,091
Modo 10	1347,991

Eje-Disco con entalla 5,34mm	Hz
Modo 1	0,0242249
Modo 2	76,31239
Modo 3	98,06165
Modo 4	343,7034
Modo 5	352,2622
Modo 6	925,6466
Modo 7	946,1722
Modo 8	1117,602
Modo 9	1330,812
Modo 10	1365,998

Eje-Disco con entalla 6,67mm	Hz
Modo 1	0,0223101
Modo 2	74,96551
Modo 3	96,6673
Modo 4	339,6566
Modo 5	348,9633
Modo 6	897,2861
Modo 7	918,1261
Modo 8	1082,116
Modo 9	1317,33
Modo 10	1437,304

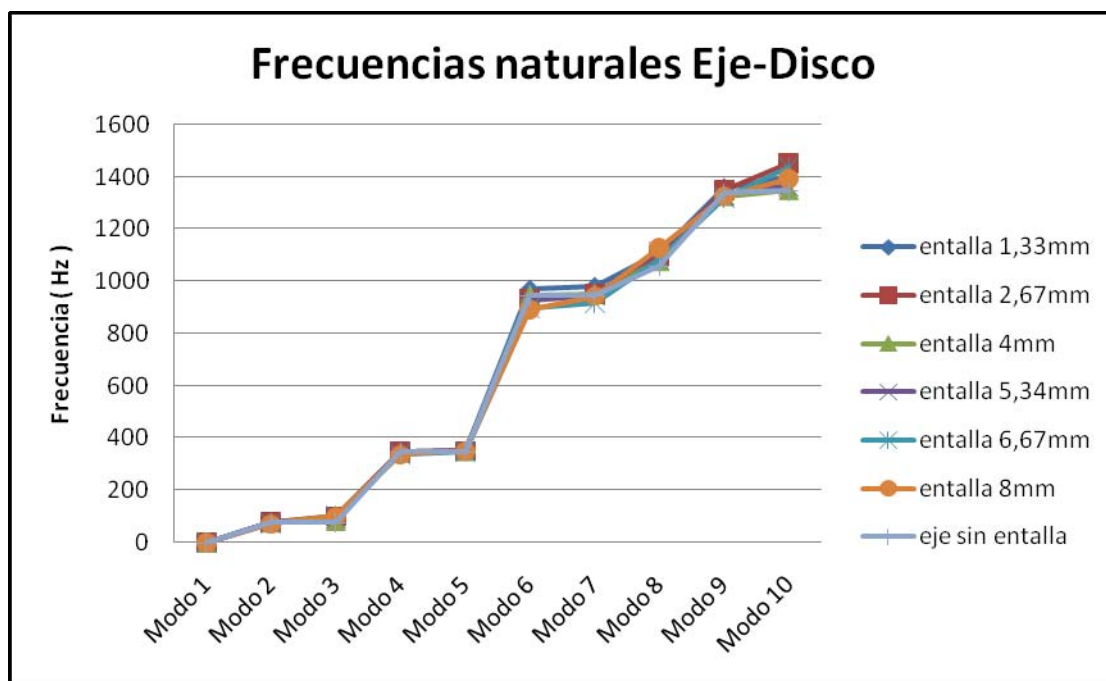
Eje-Disco con entalla 8mm	Hz
Modo 1	0,0306408
Modo 2	72,45475
Modo 3	95,7232
Modo 4	336,4084
Modo 5	350,9007
Modo 6	892,1172
Modo 7	943,3318
Modo 8	1127,434
Modo 9	1325,241
Modo 10	1392,809

Tabla 8.5 . Modos de los ejes con entallas y el Disco



Gráfica 8.6 . Modo 3 del eje-disco con entallas

De nuevo se puede comprobar que todos los ensayos siguen una tendencia lógica comparándolos en una misma gráfica los 6 ensayos eje y disco:



Gráfica 8.7 . Relación eje y los ejes con entallas

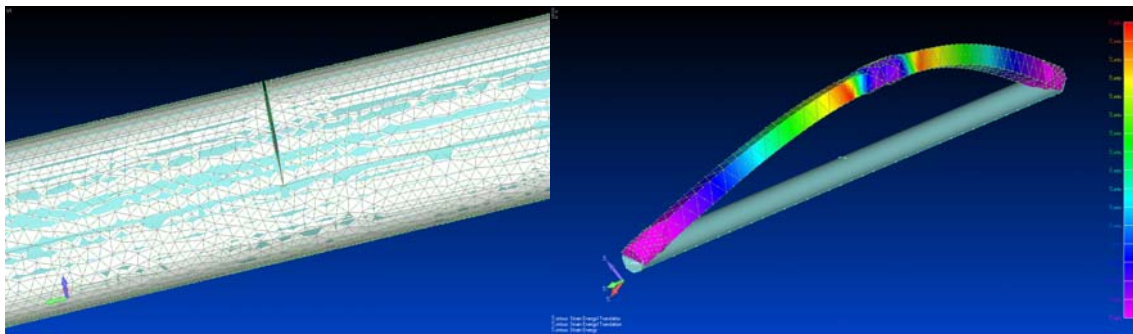
## ***8.1 DESPLAZAMIENTO Y ENERGÍA DE DEFORMACIÓN***

---

En este apartado se mostrarán los resultados obtenidos del estudio de los máximos desplazamientos, y de la energía de deformación.

Se intentará obtener alguna relación entre estos dos puntos mencionados y la profundidad de la entalla.

### **RESULTADOS DEL EJE CON LAS DISTINTAS ENTALLAS**

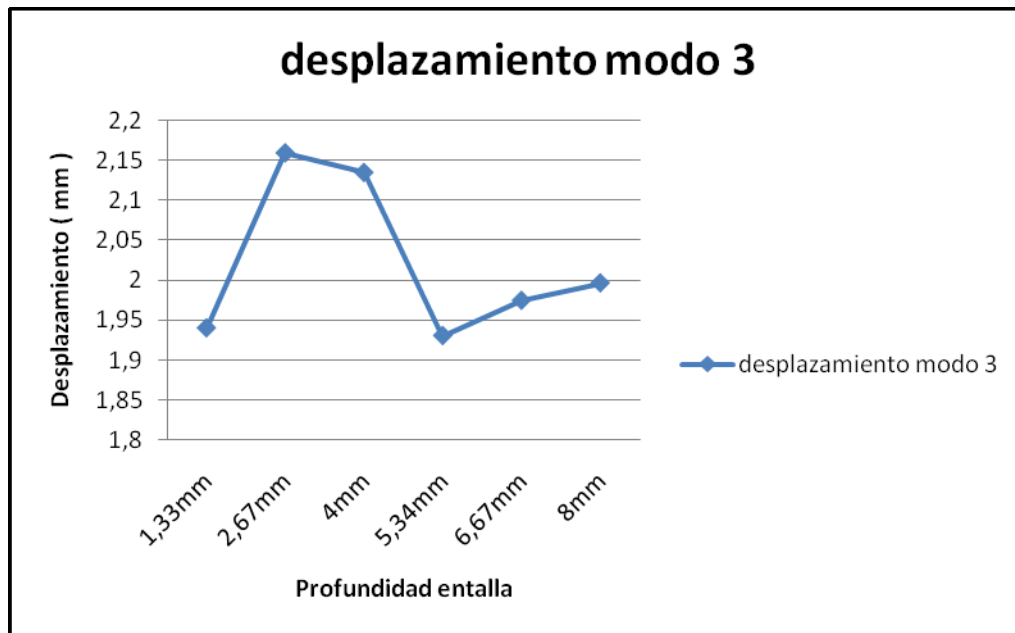


**Ilustración 8.8 . Eje con entalla**

Lógicamente si en los estudios realizados únicamente con los ejes con fisuras sin el disco no encontramos ninguna relación con los modos de vibración, cabe esperar que tampoco la encontremos en este análisis únicamente con los ejes.

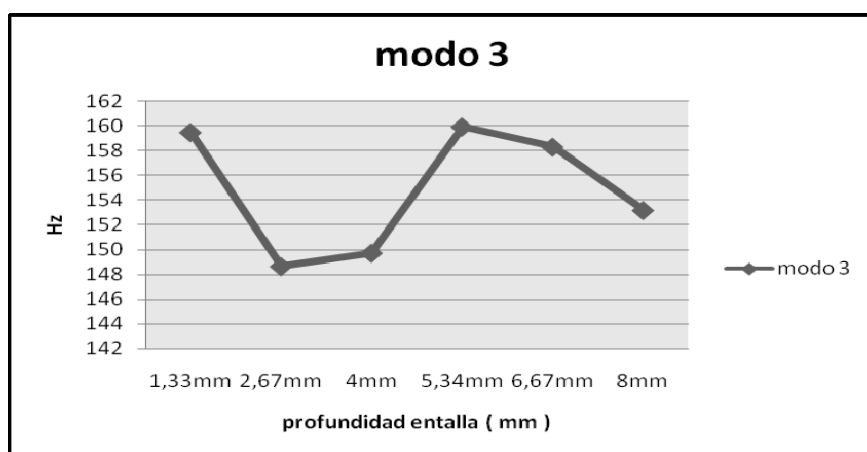
Será necesario introducir el disco con el peso para poder obtener unos resultados que nos muestren alguna relación entre la profundidad, máximos desplazamientos y energía de deformación.

A pesar de todo se muestran los resultados de los distintos ejes en solitario en forma de gráficas:



Gráfica 8.8 . Desplazamiento modo 3. Eje con entallas

Se puede ver que el máximo desplazamiento sigue una tendencia opuesta a la siguiente gráfica en la cual representamos el modo de mayor importancia ( modo 3 ) en cada eje con distinta entalla. Esto quiere decir que si un eje tiene en el mismo modo ( en este caso el 3 ) mayor frecuencia que otro eje, también debe tener menor desplazamiento máximo puesto que es menos propenso a vibrar, posee mayor rigidez.



Gráfica 8.9 . Modo 3 de los ejes.

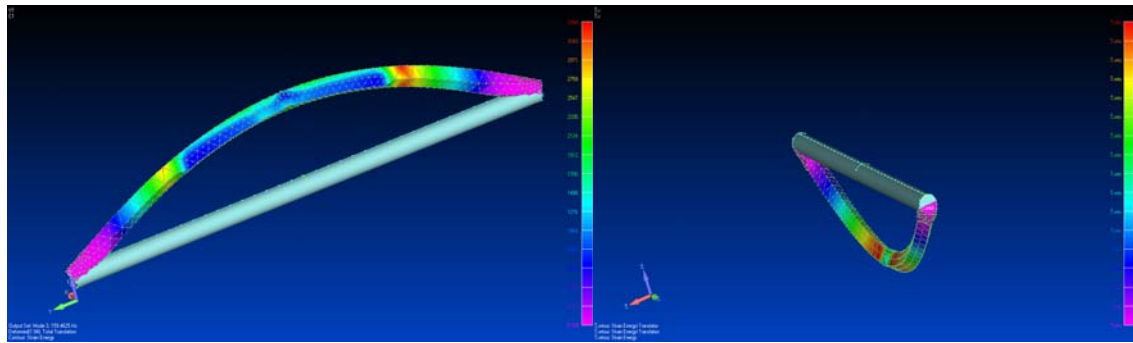


Ilustración 8.9 . Deformación entalla 1,33mm y 2,67mm

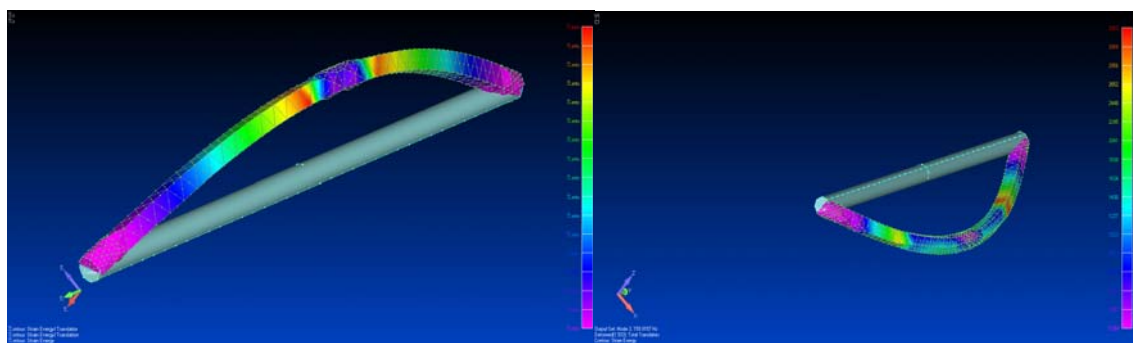


Ilustración 8.10 . Deformación entalla 4mm y 5,34mm

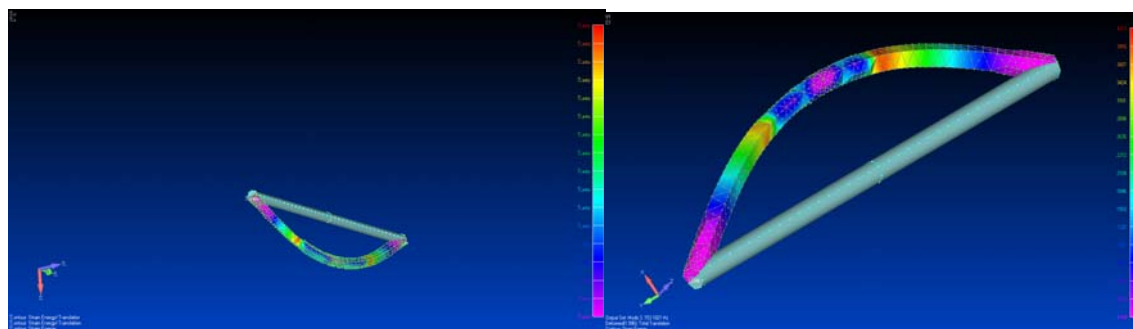
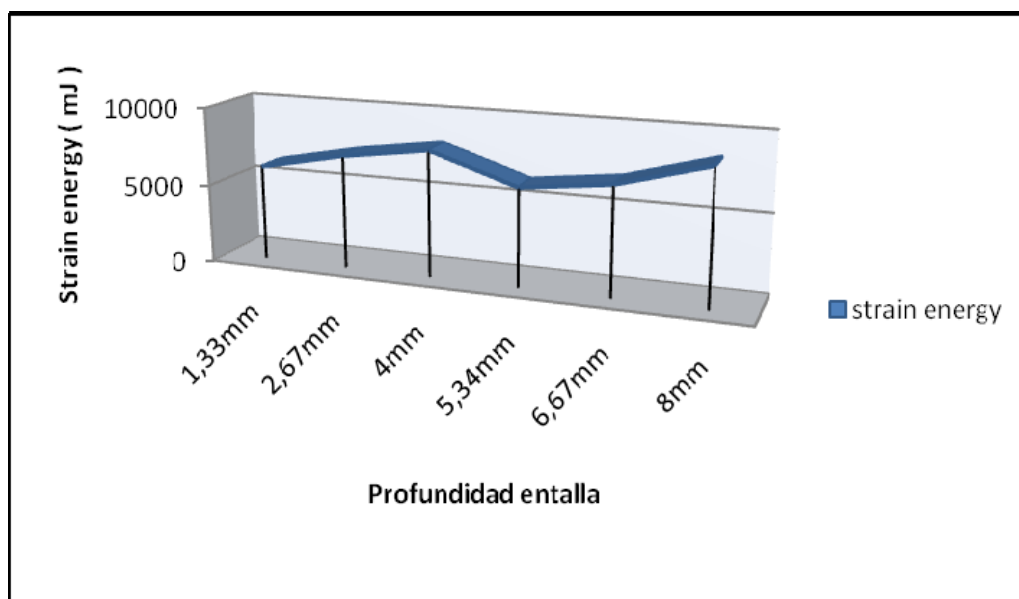


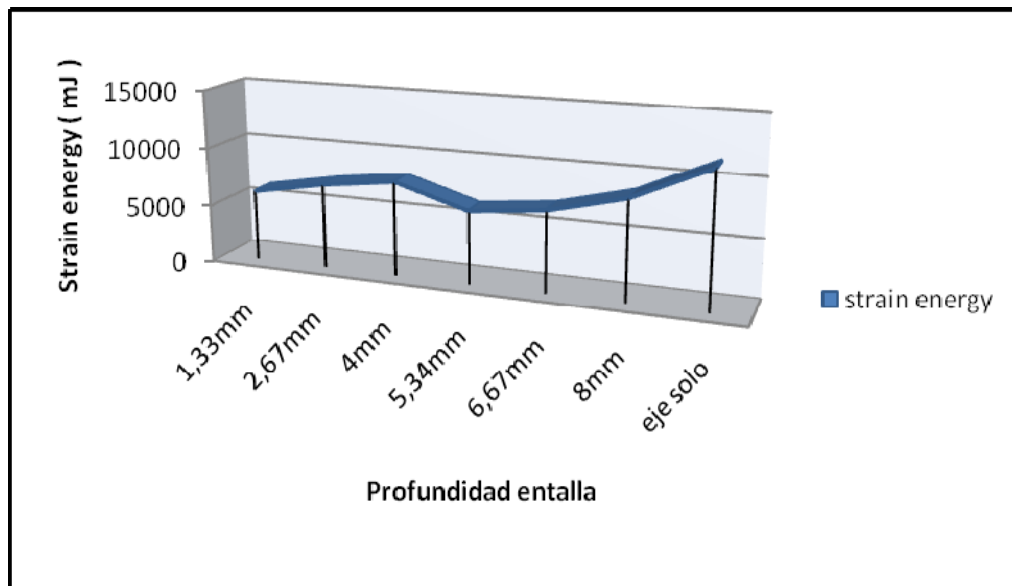
Ilustración 8.11 . Deformación entalla 6,67mm y 8mm

Por otro lado la energía de deformación depende del desplazamiento, esto implica que una grafica en la que se representan las máximas energías en los diferentes ensayos debe comportarse de forma similar a la gráfica del desplazamiento. Se observa a continuación.



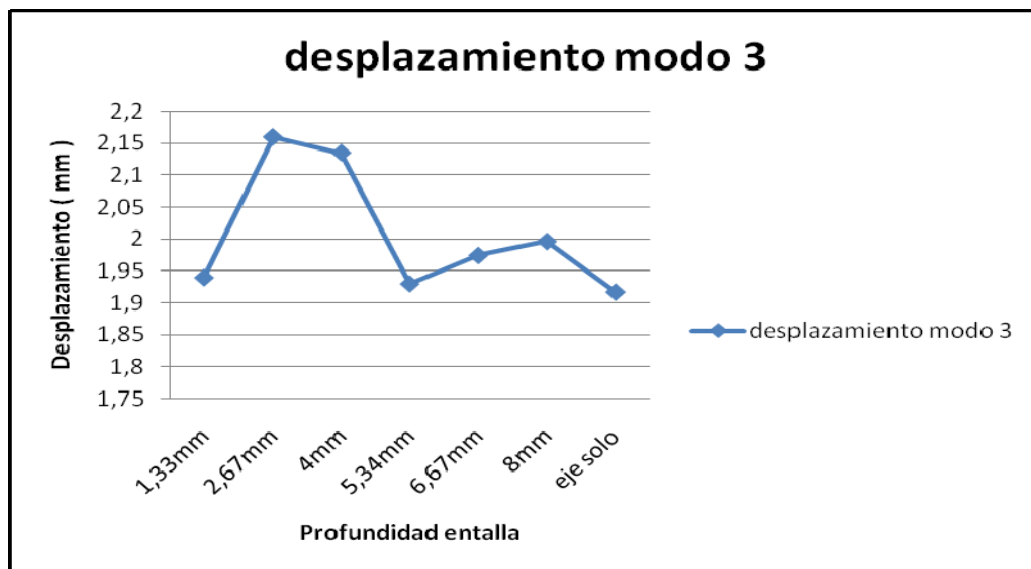
**Gráfica 8.10 . Energía de deformación de los ejes con entalla.**

Aunque todavía no se halla alguna relación lógica si que se puede comparar los resultados obtenidos con el análisis del eje sólo. Por un lado cabe esperar que la energía de deformación sea superior a la de los demás ejes con entalla, ya que este eje es más rígido y necesita más energía para deformarse. Por lo tanto lo introducimos en la gráfica anterior y el resultado es el siguiente:



Gráfica 8.11 . Energía de deformación de los ejes.

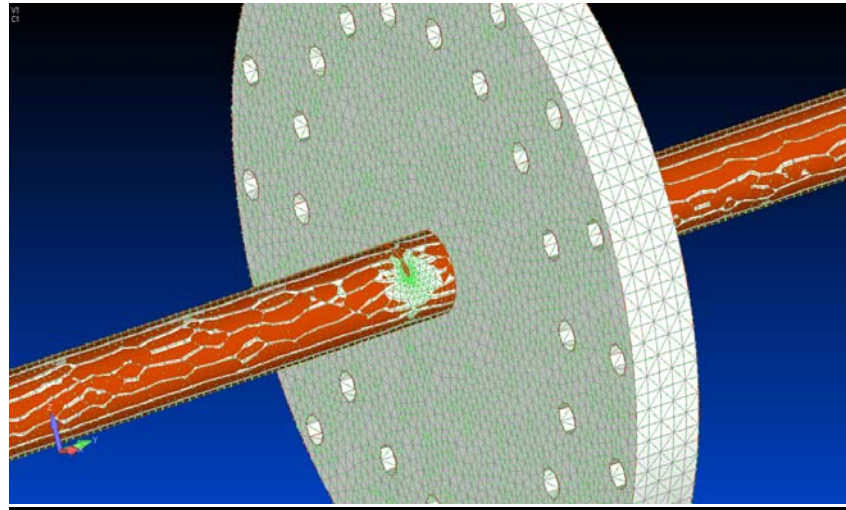
Por otro lado al ser el eje más rígido que el resto, teóricamente se debe pensar que su máximo desplazamiento sea inferior puesto que se deformará menos. La siguiente gráfica, en la que se ha introducido el desplazamiento del eje sólo lo demuestra:



Gráfica 8.12 . Desplazamiento modo 3. Todos los ejes

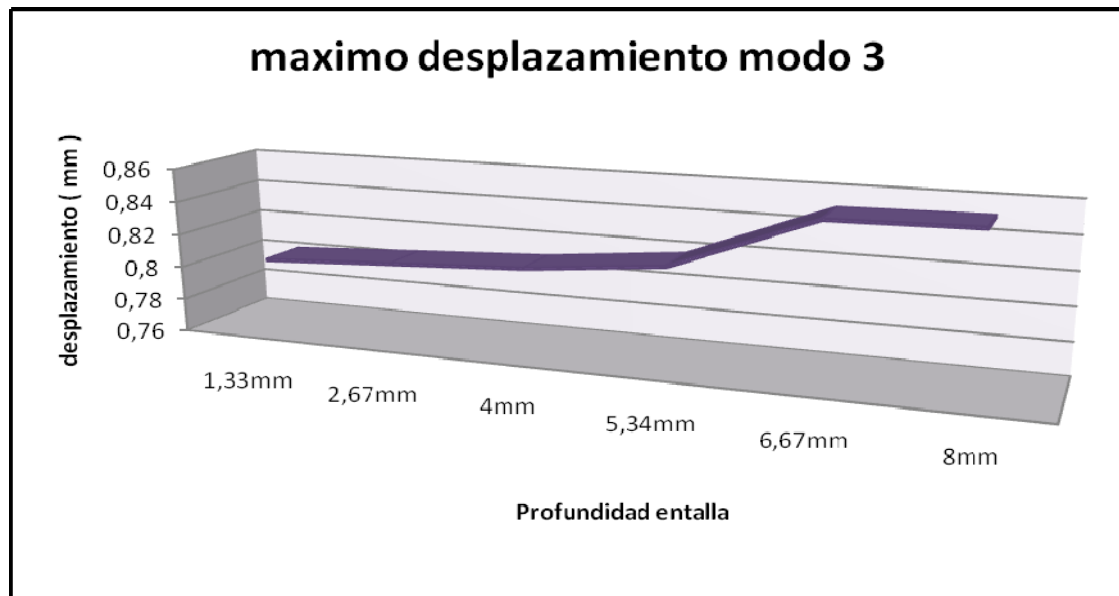


## RESULTADOS DEL EJE-DISCO CON ENTALLAS



**Ilustración 8.12 . Eje- disco mallado**

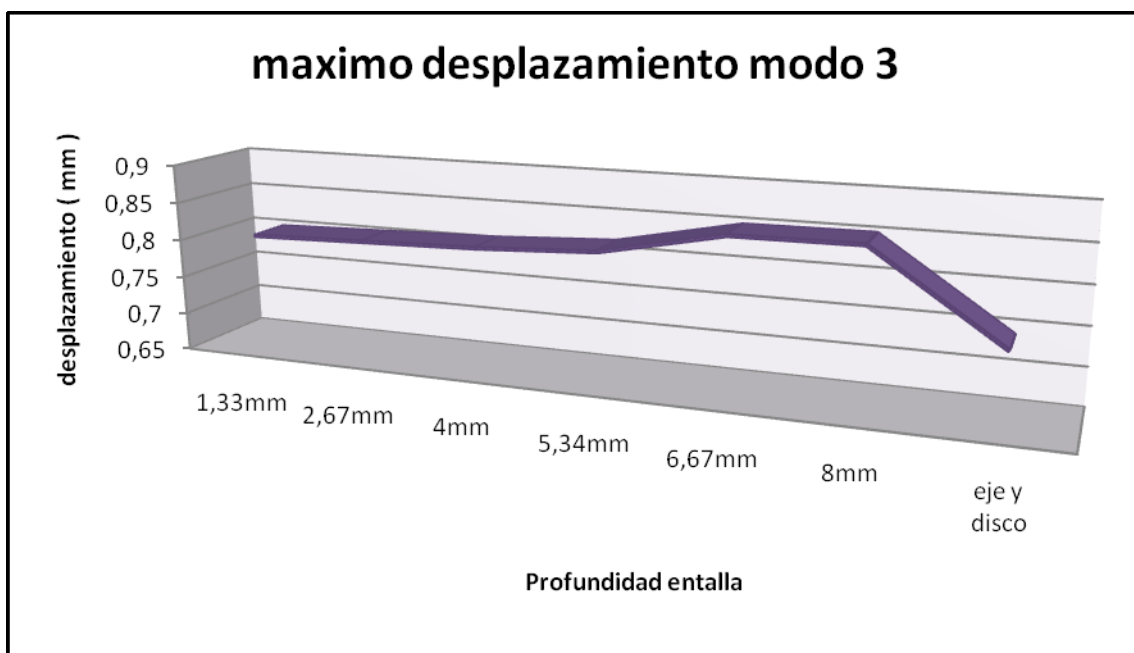
A continuación se mostrarán los resultados del análisis realizado con el disco y el peso también. Se espera obtener una relación clara entre desplazamiento, energía de deformación y la profundidad de las entalla, ya que anteriormente la obtuvimos en los modos propios de vibración.



**Gráfica 8.13 . Desplazamiento modo 3 . Eje-disco con entallas**

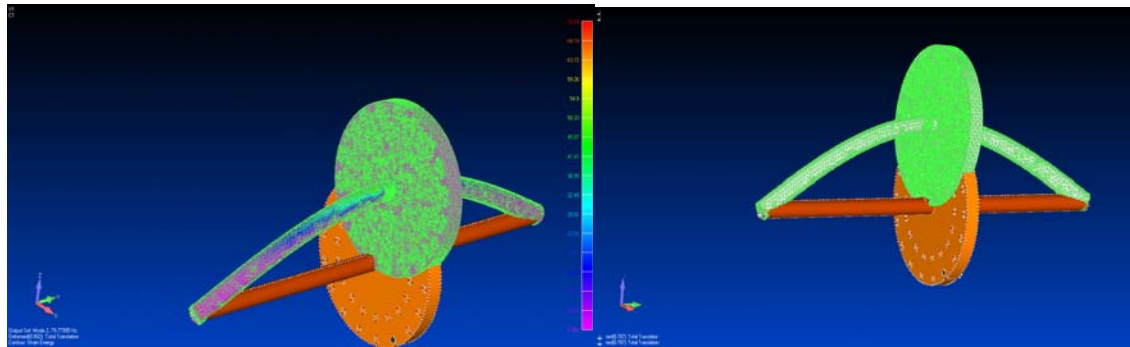
El primer análisis que se ha realizado ha consistido en obtener los desplazamientos máximos en el modo 3, que es el que nos interesa. Se han representado gráficamente para ver la relación existente. Vemos como los desplazamientos obtenidos en el modo 3 aumentan a medida que lo hace la profundidad de nuestra entalla. Lo cual parece lógico porque anteriormente se había obtenido que la frecuencia del modo 3 también aumentaba. Por lo tanto si la frecuencia aumenta, la amplitud en la vibración también debe hacerlo. Y en nuestro caso esa amplitud es el máximo desplazamiento.

Es importante relacionar estos datos anteriores con el ensayo realizado del eje ( sin entalla ) junto con el disco. Nuestra experiencia nos dice que de nuevo al ser el eje que presenta mayor rigidez por no poseer ninguna fisura, debe ser el que menos se desplace. Y así es, los resultados obtenidos en el Femap nos confirman que dicho ensayo posee el menor desplazamiento. En la siguiente gráfica se observa con claridad:

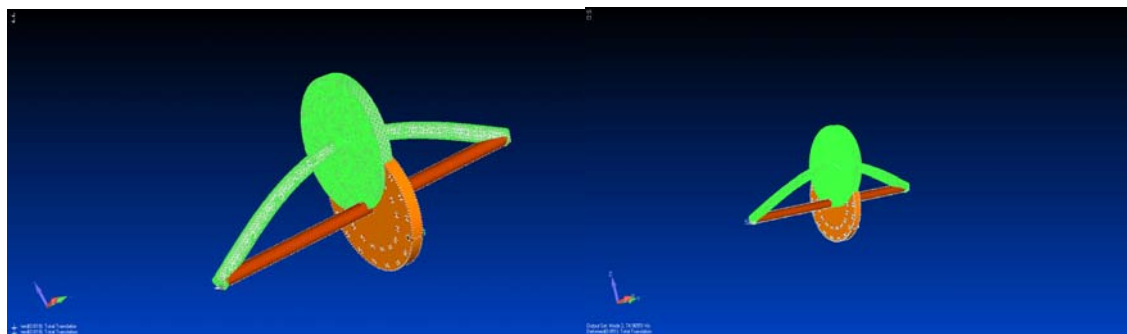


**Gráfica 8.14 . Desplazamiento modo 3. Todos los ejes**

Por otro lado se ha estudiado mediante el MEF en le Femap la energía de deformación. Los resultados más lógicos es que dicha energía aumente a medida que aumente el máximo desplazamiento, o lo que es lo mismo en nuestro caso, a medida que aumente la profundidad de la entalla. Las siguientes imagenes y el gráfico lo confirma.



**Ilustración 8.13 . Deformación eje-disco ( 1,33mm y 2,67mm )**



**Ilustración 8.14 . Deformación eje-disco ( 4mm y 5,34mm )**

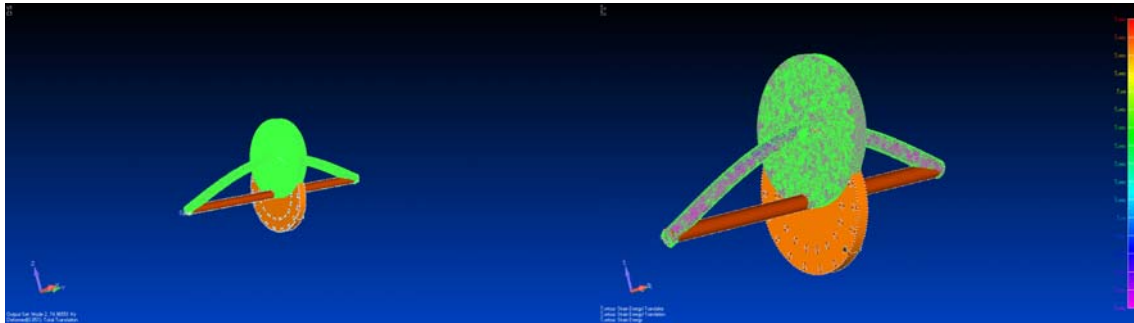
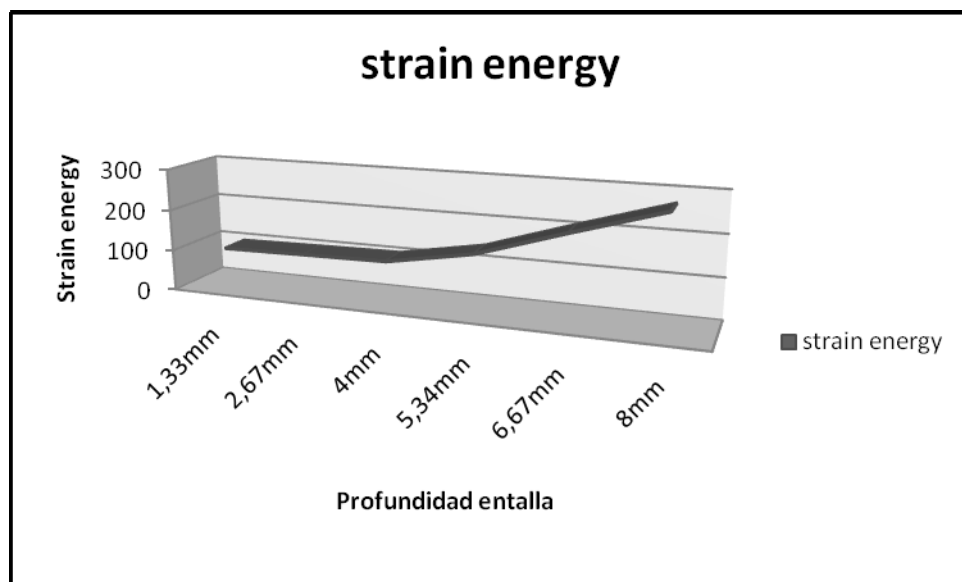


Ilustración 8.15 . Deformación eje-disco ( 6,67mm y 8mm )



Gráfica 8.15 . Energía de deformación eje-disco con entallas

Por lo tanto hemos conseguido relacionar parámetros tan importantes como los modos propios de vibración, desplazamiento, energías de deformación con la variación de la profundidad en la entalla del eje.



## 9. CONCLUSIONES

Se puede decir que el presente proyecto constaba de dos partes claramente diferenciadas. Una de ellas era modelar con escalas y materiales reales la bancada, la machine fault simulation y distintos ejes para posteriores ensayos. Este objetivo ha sido logrado con gran exactitud y sin apenas modificaciones con respecto al modelo real.

La segunda parte tenía como objeto diferentes análisis frecuenciales. Por un lado se ha demostrado que los pequeños orificios realizados en la bancada no presentan ninguna influencia en sus modos propios de vibración, ya que apenas varían.

Continuando con los modos propios de vibración se ha demostrado que la variación de milímetros en la profundidad de una entalla situada en el punto de medio del eje no nos muestra realmente como influye. Es decir, que no se obtienen resultados con una tendencia clara o que nos indiquen si el aumento o disminución de esa profundidad cambia esas frecuencias naturales.

Ha sido necesario la colocación de un disco concéntrico y un peso para ver con claridad como afecta el tamaño de nuestra entalla. Y el resultado ha sido que lógicamente si la profundidad de la entalla aumenta, sin variar la posición, entonces nuestro eje gana en flexibilidad. Esta flexibilidad influye directamente en el tiempo que tarda el sistema en recuperarse ante una vibración o lo que es lo mismo hace que la frecuencia natural disminuya.

Y por último se ha demostrado que una mayor profundidad conlleva una mayor desplazamiento del eje y por consiguiente una mayor energía de deformación. Esto último concuerda con la disminución de la frecuencia natural que debe ser inversamente proporcional al máximo desplazamiento. En este último análisis también fue requerida la colocación de un disco para poder obtener resultados coherentes.



## 10. TRABAJOS FUTUROS

A pesar de haber realizado unos análisis muy completos, lógicamente todo proyecto se puede mejorar o continuar. En este caso, haber utilizado el Femap V10 0.2 nos ha limitado, puesto que es un programa totalmente novedoso y por lo tanto es difícil utilizarlo si ninguna referencia.

Esto significa que lógicamente el apartado de trabajos futuros se debería centrar en desarrollar esta potente herramienta. Sería interesante profundizar en la parte dinámica, reproducir un arranque del motor mediante una curva de aceleración proporcionada y conseguir imprimir una velocidad al eje dentro del Femap, para así poder realizar un estudio en detalle sobre la velocidad crítica del sistema. Se podría seleccionar un nodo, donde se analizarían los desplazamientos y así obtener las señales vibratorias para las diferentes profundidades de grietas y posición, pudiendo realizar así un estudio de clasificación de defectos.

Una vez conseguido dominar la parte dinámica del Femap podríamos utilizar acelerómetros para identificar los tipos de rodamientos según el defecto. Por último, también sería interesante insertar poleas en el conjunto para reductoras al final de eje y estudiar los posibles defectos.

## 11. INCIDENCIAS

- **Unidades:** Durante el proceso de importación de SOLID EDGE a FEMAP por defecto el programa nos traslada las piezas en metros, mientras que en SOLID EDGE se hacen en milímetros. Todos nuestros primeros ensayos fueron de esta forma, por lo que se tuvo que introducir en "*Preferences*" (dentro de *File*) la unidad adecuada. Finalmente descubrimos que las unidades de frecuencia natural estaban multiplicadas por 0,001. con lo que las gráficas son las mismas pero cambian las unidades para desplazamiento y Energía de Deformación.

Gracias al estudio de las unidades del sistema internacional se concluyó que en FEMAP al introducir "mm" y ser la fuerza en "N" se obtienen "mJ".

- **Puntos angulosos-Agujeros:** En el mallado en FEMAP, en el caso de la Bancada existen muchos puntos angulosos y agujeros. Debido a esta particularidad el mallado nos da problemas y hay que cambiar algunos valores. En consecuencia a la concentración de nodos en esos puntos es necesario primero realizar un mallado esférico en vez de rectangular.

Lo más importante en este punto es cambiar el tamaño de la malla ("Update Mesh Sizing") por uno mayor para que no se produzca esa concentración. Por defecto sale un *Element Size* de 30 y con poner 80 será suficiente.

- **Entallas:** Igual que en los puntos angulosos las entallas poseen una concentración de nodos importante. Esta concentración de nodos provoca conflictos en el mallado, aunque en este caso FEMAP no siempre lo detecta. El problema viene después, ya que en ocasiones los resultados no son coherentes e incluso a veces no nos deja hacer el análisis.

La solución consiste en repetir el vaciado de la entalla en SOLID EDEGE, ya que a veces no se hace de forma correcta y se dejan pequeños "picos".



- **Rotor Dynamics:** Nuestro proyecto buscaba como segunda finalidad o como complementación el estudio dinámico del movimiento del eje gracias al motor. La idea consistía en darle velocidad angular de forma gradual hasta alcanzar un valor máximo y estudiar las diferentes velocidades críticas.

Después de meses de estudio, y debido a la complejidad del programa y falta de información, se dejó este interesante apartado para estudios futuros y nos centramos en los Modos de Vibración.

Hoy en día se está barajando la posibilidad de que el FEMAP ofrecido por la escuela no incluya la licencia de este estudio.





## 12. BIBLIOGRAFIA

### 12.1 LIBROS

- [1] LOGAN DARYL, L. *A First Course in the Finite Element Method Using Algor*. BROOKS/COLE THOMSON LEARNING. 2ª edición. United Estates of America. 2001.
- [2] ZIENKIEWICZ, O. C. *El método de los elementos finitos. Las bases. Volumen I*. 5ª edición. Centro Internacional de métodos numéricos en Ingeniería (CIMNE). Barcelona (España) .2004.
- [3] LIU, G. R., QUEK, S. *Finite element method: a practical course*. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2003.
- [4] BALMASEDA URIARTE, D. *Manual Práctico SOLID EDGE ...with Synchronous Technology*. Servicios Informáticos Dat, S.L. 2008
- [5] Manual FEMAP V.10.0.1
- [6] Apuntes de la asignatura Mecánica Industrial.
- [7] Apuntes de la asignatura Diseño de Máquinas.
- [8] HUFNAGEL, W., COCA, P., COMPANY BUENO, J. *Manual del aluminio. Volumen I*. 2ª edición. Reverte, 1992.
- [9] RUBIO ALONSO, H. Caracterización de defectos localizados en sistemas mecánicos rotativos mediante análisis de vibraciones. (Tesis doctoral) UC3M 2003
- [10] Motores Eléctricos Siemens. Catálogo General SID03 2005
- [11] Silent Blocks MAGO. Catálogo



### ***12.1 PÁGINAS WEB***

---

[1] <http://www.iberisa.com/nxnastran/femap.html>

Fecha última visita: 09/07/02009

[2]

[http://www.plm.automation.siemens.com/en\\_us/Images/femap%20brochure%20W%208\\_tcm53-5012.pdf](http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/Images/femap%20brochure%20W%208_tcm53-5012.pdf)

Fecha última visita: 09/07/02009

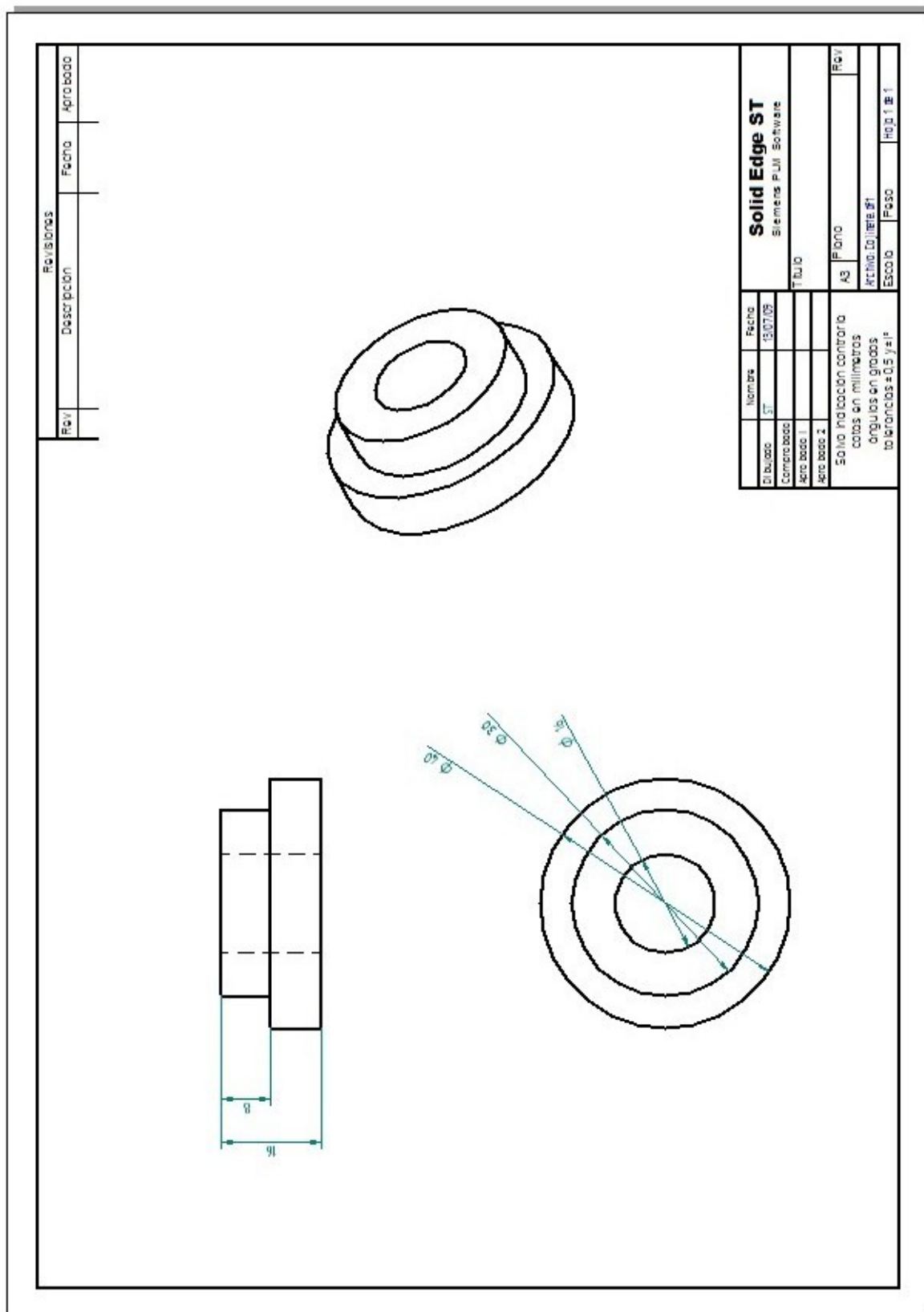
[3] <http://www.iberisa.com/nxnastran/femap.html>

Fecha última visita: 09/07/02009

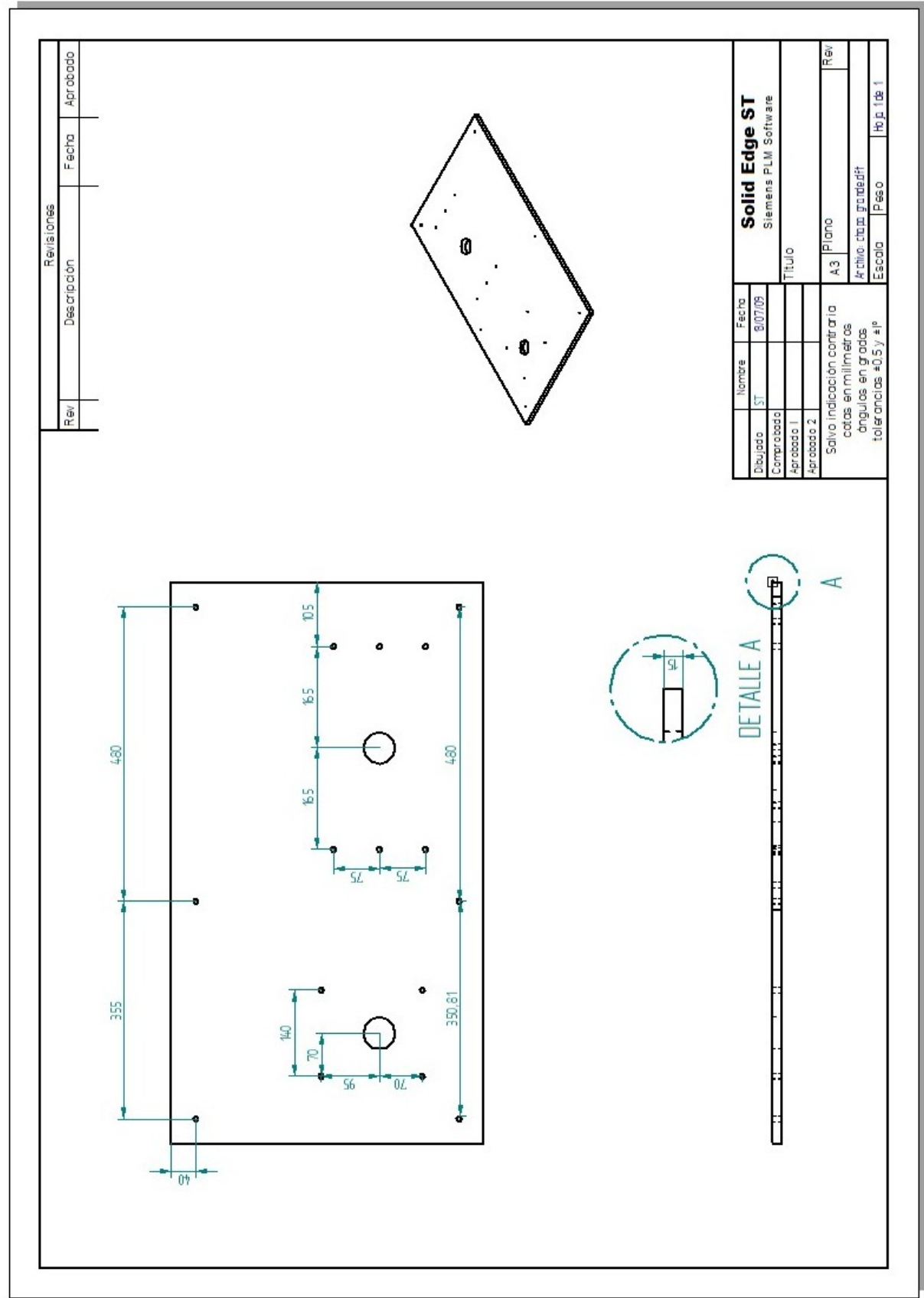
[4] <http://www.spectraquest.com>

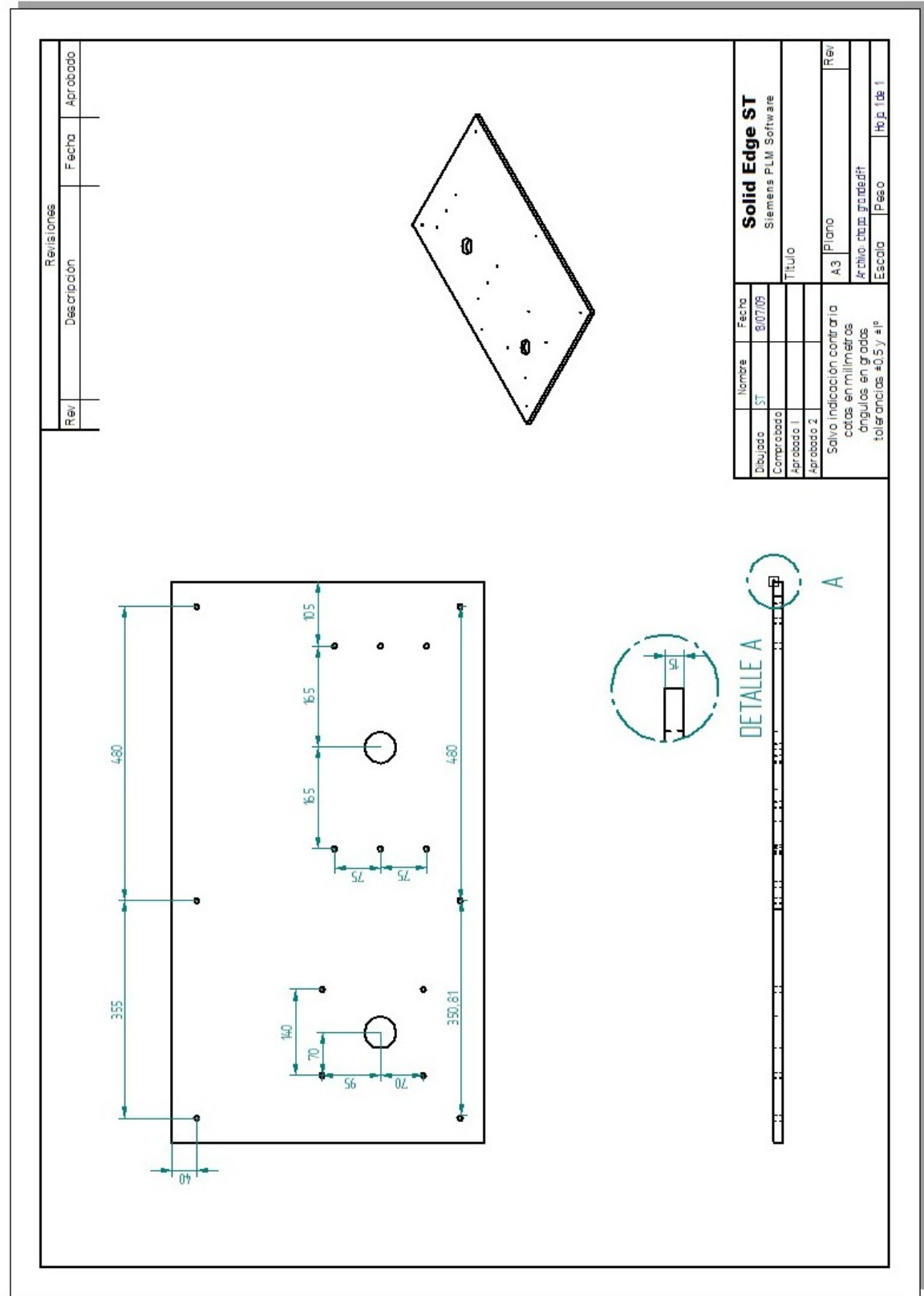
Fecha última visita: 09/07/02009

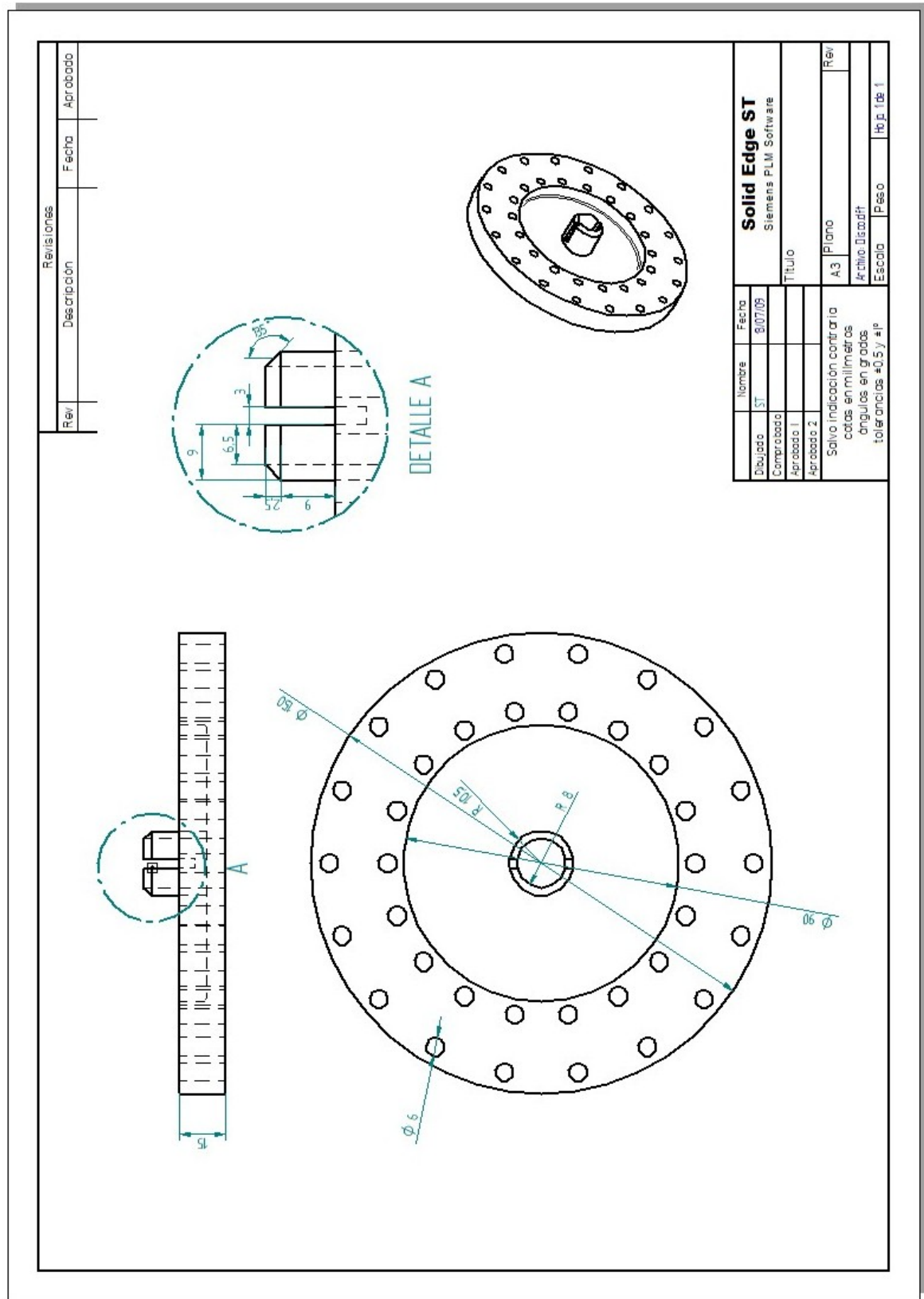




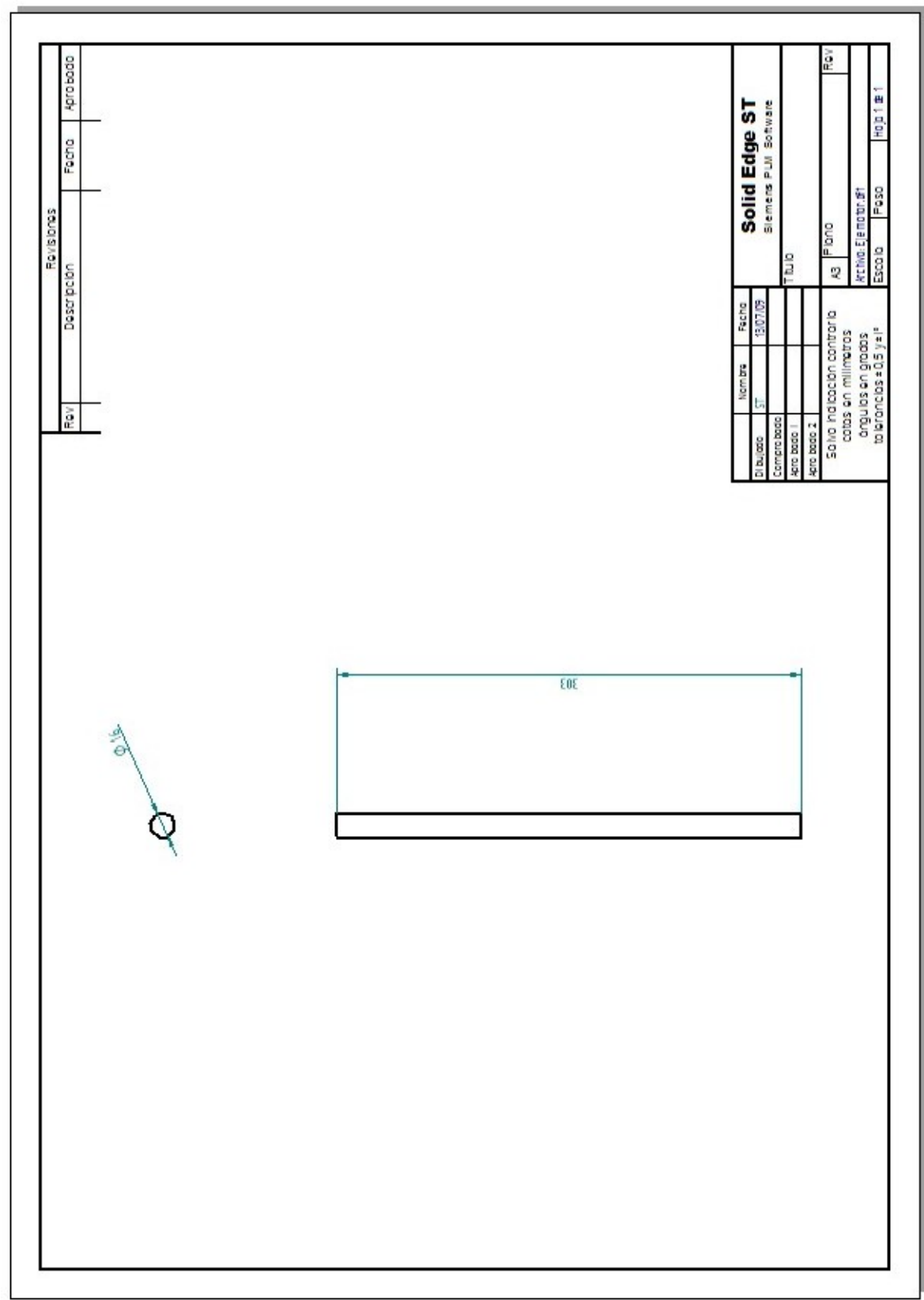






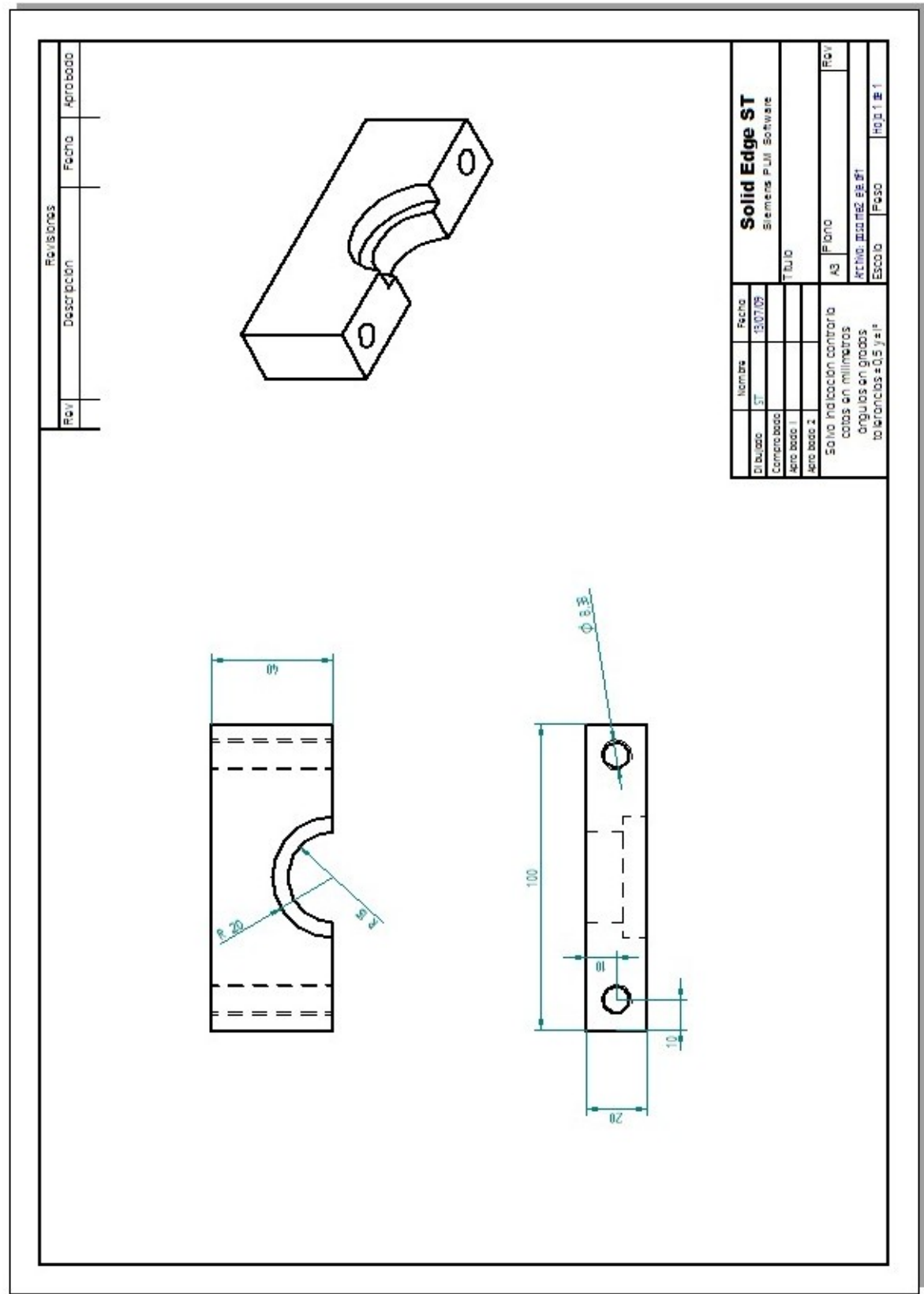


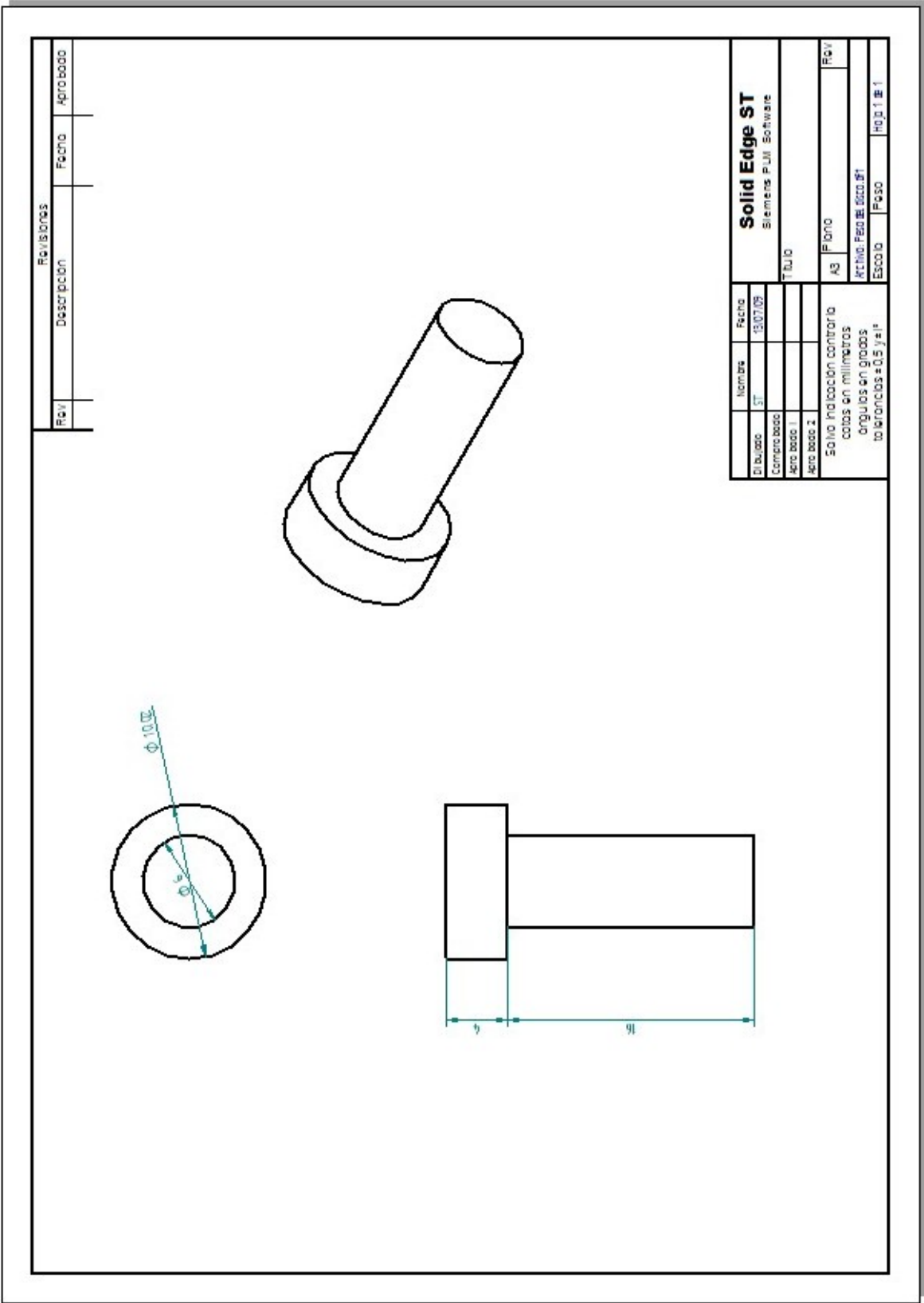




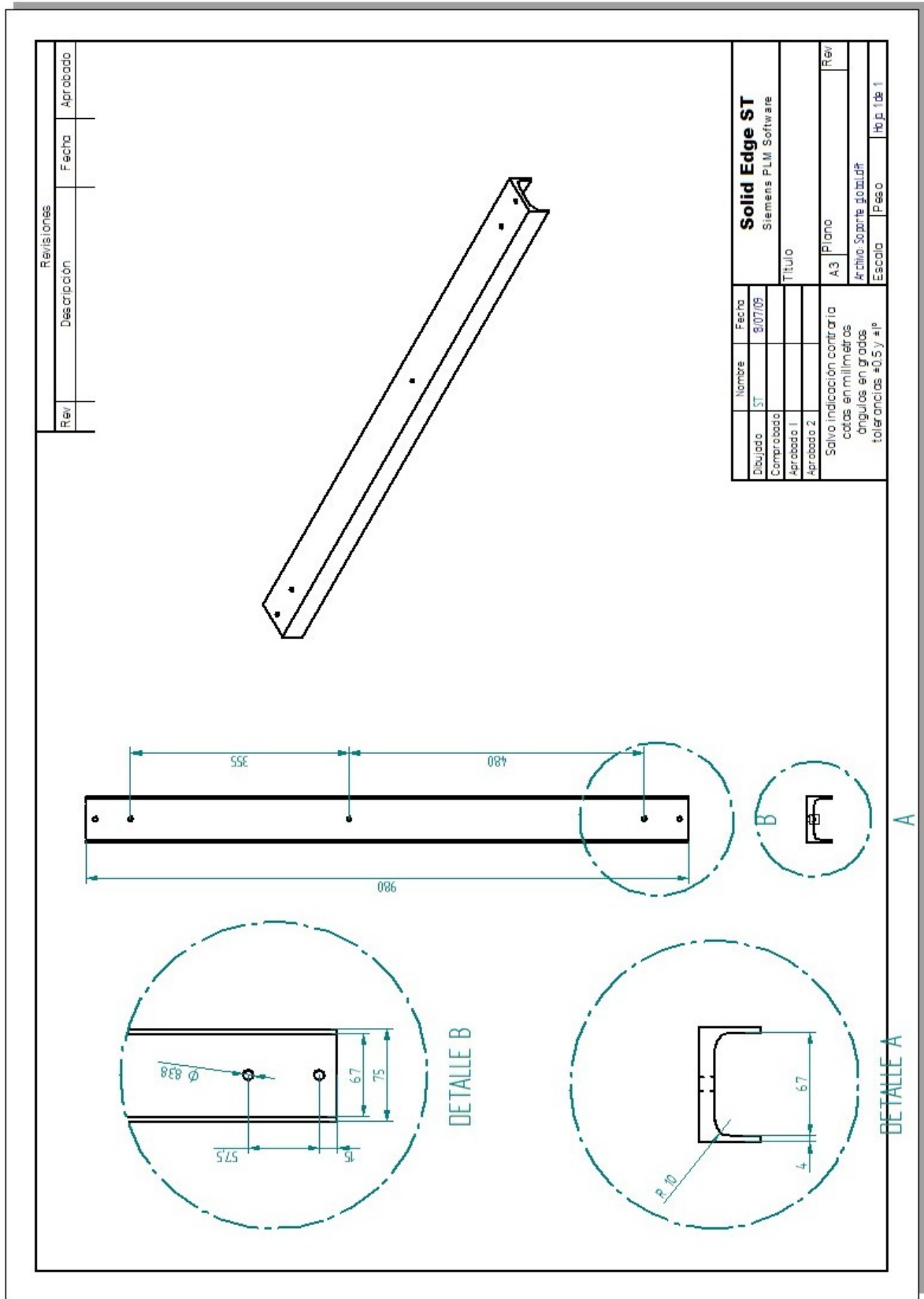
Página 106

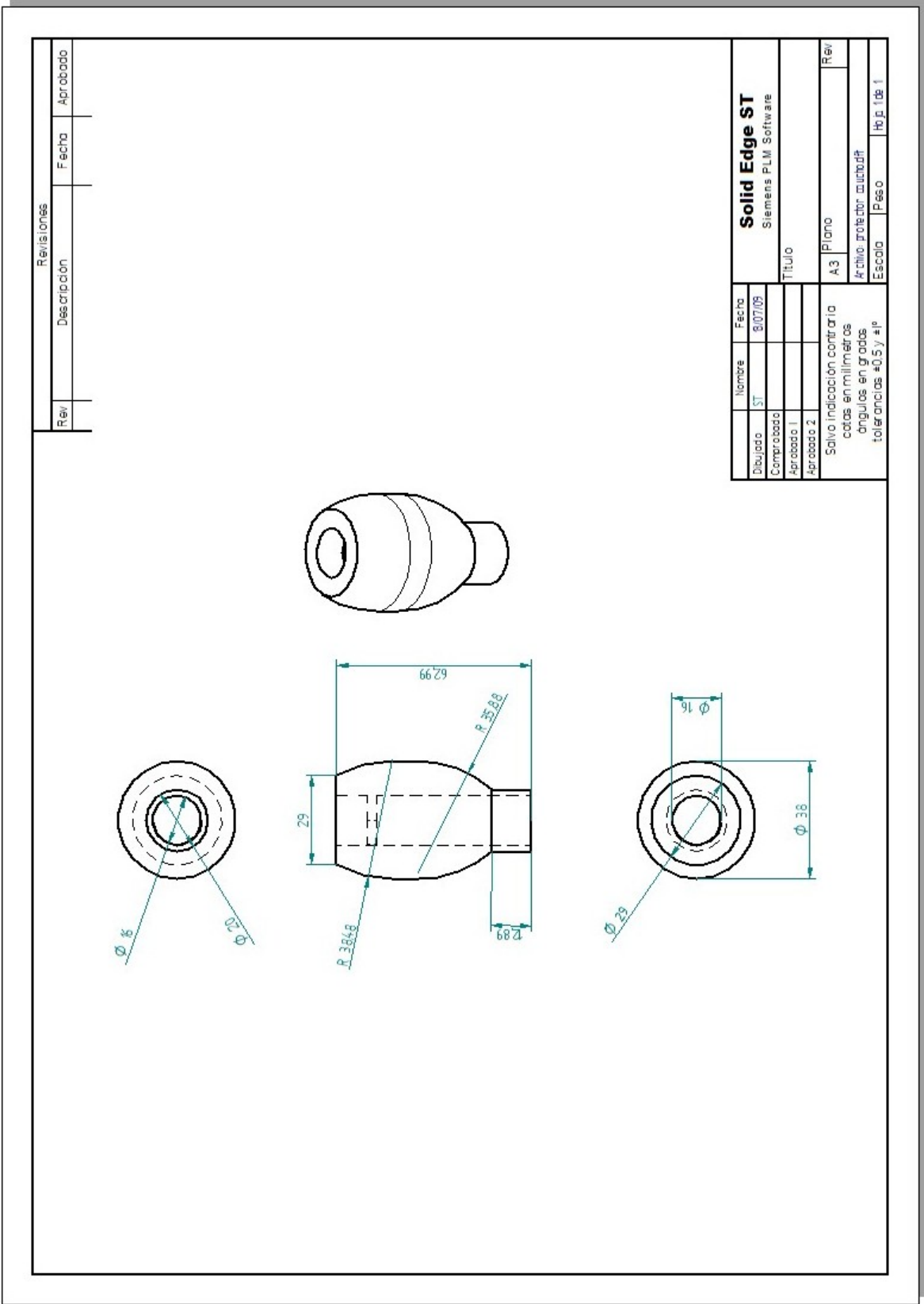




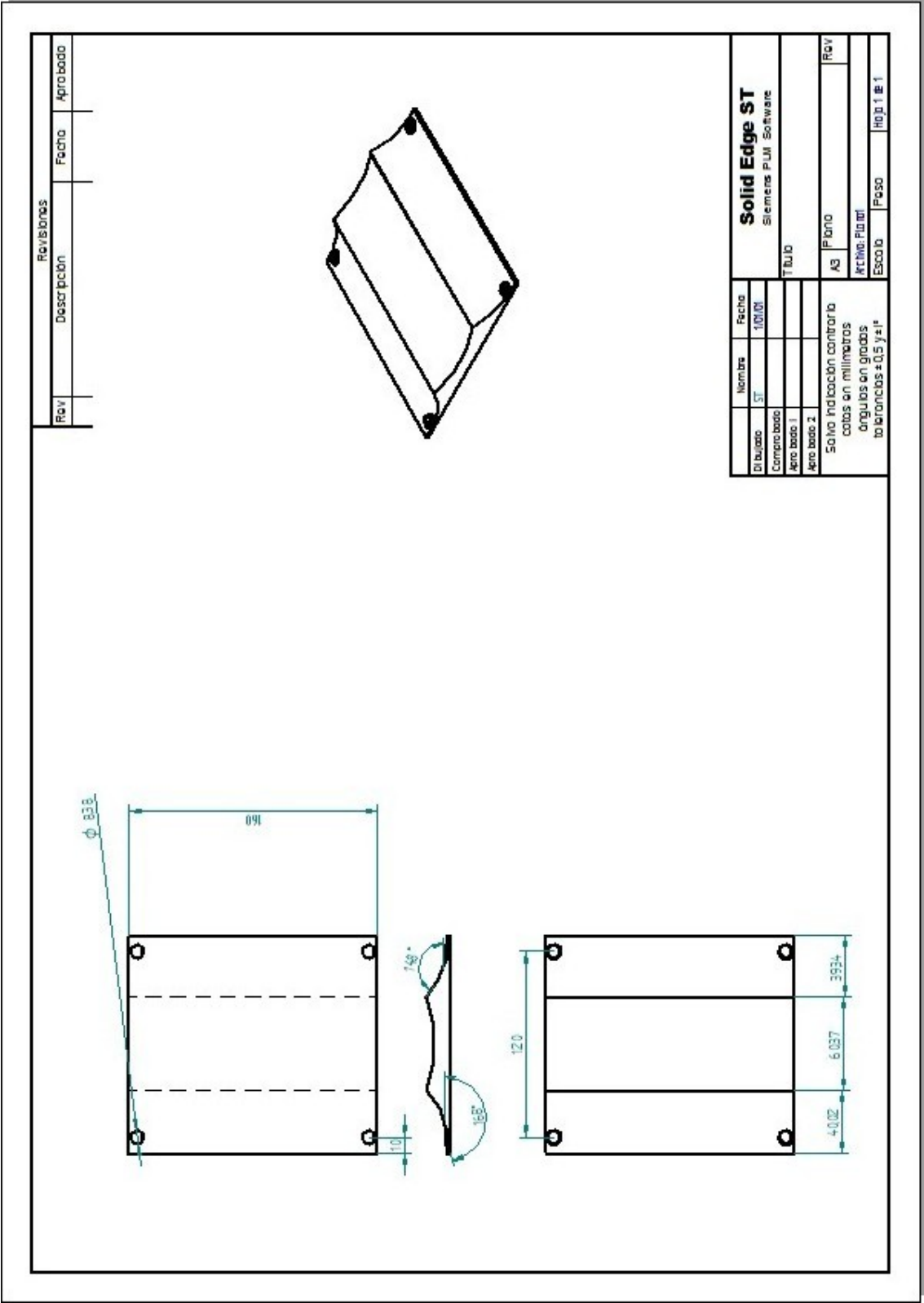






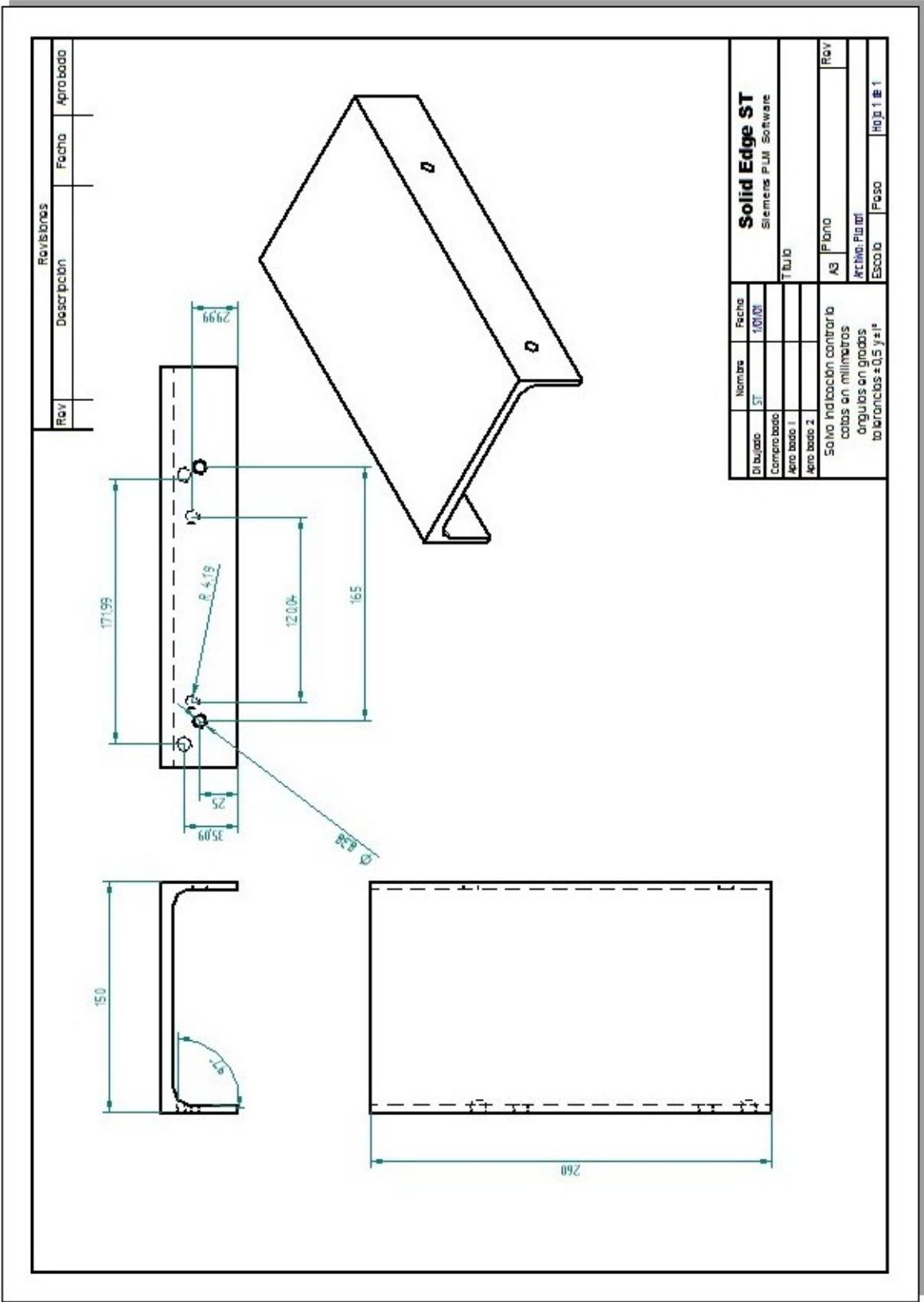


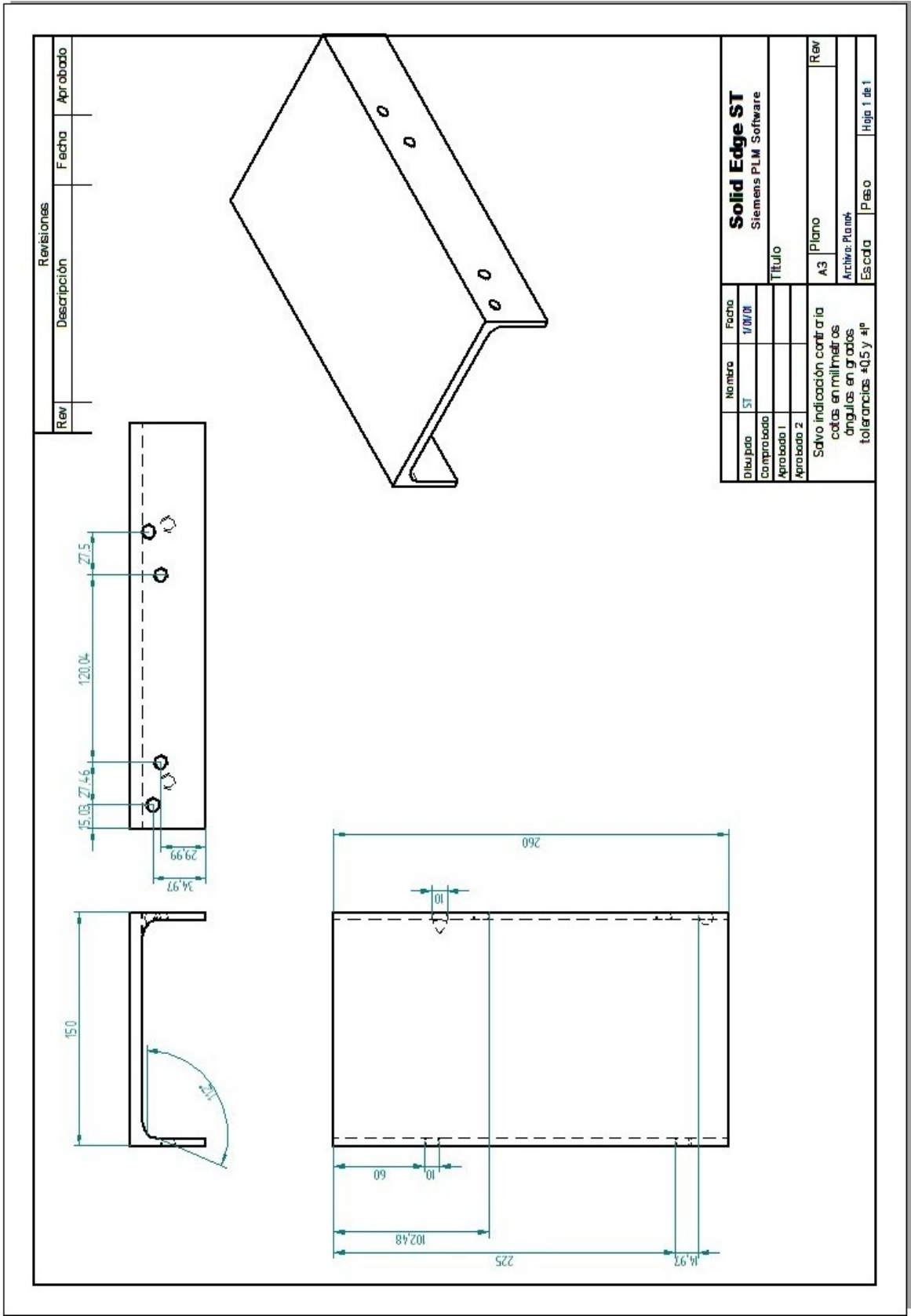


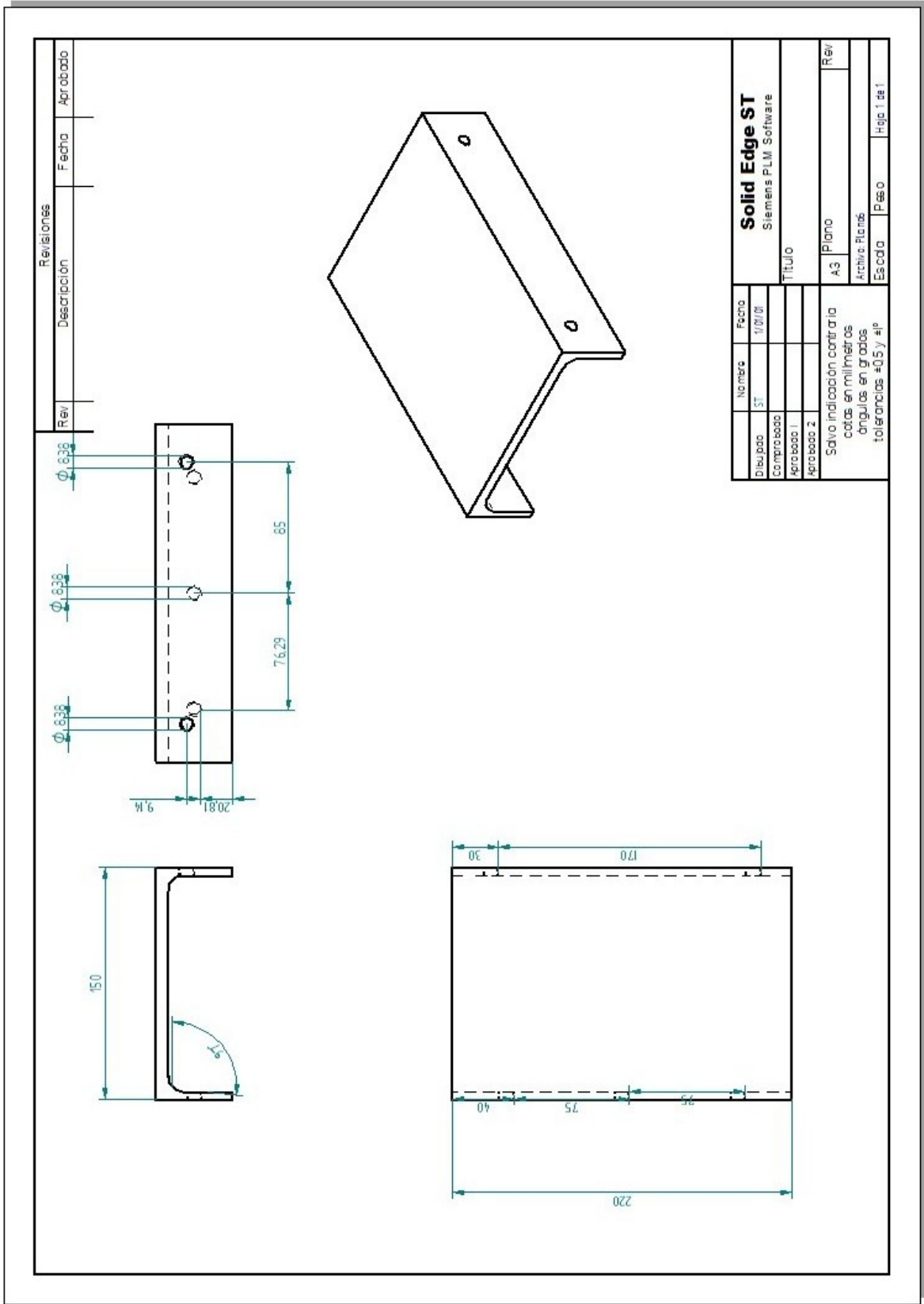


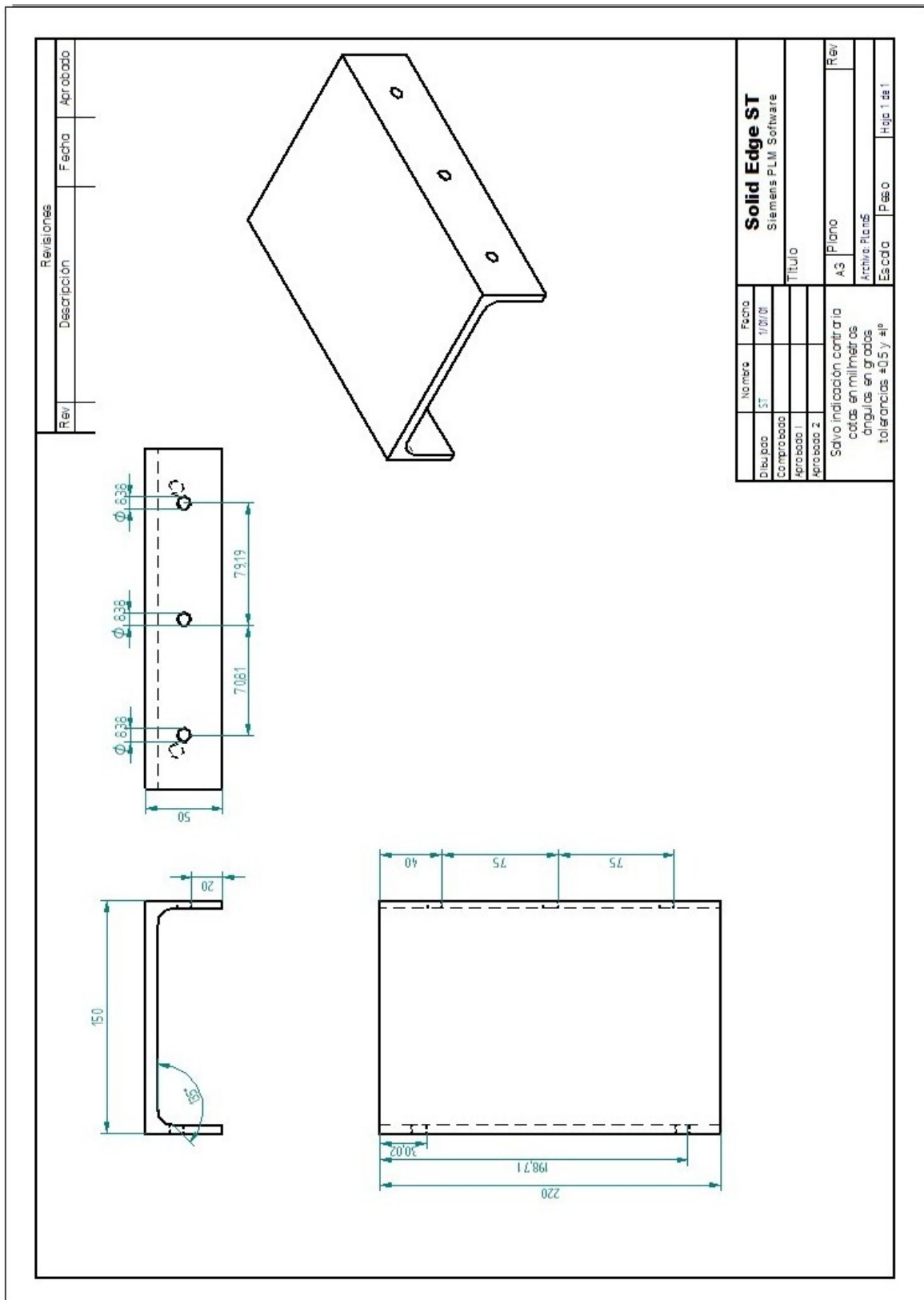
Página 114

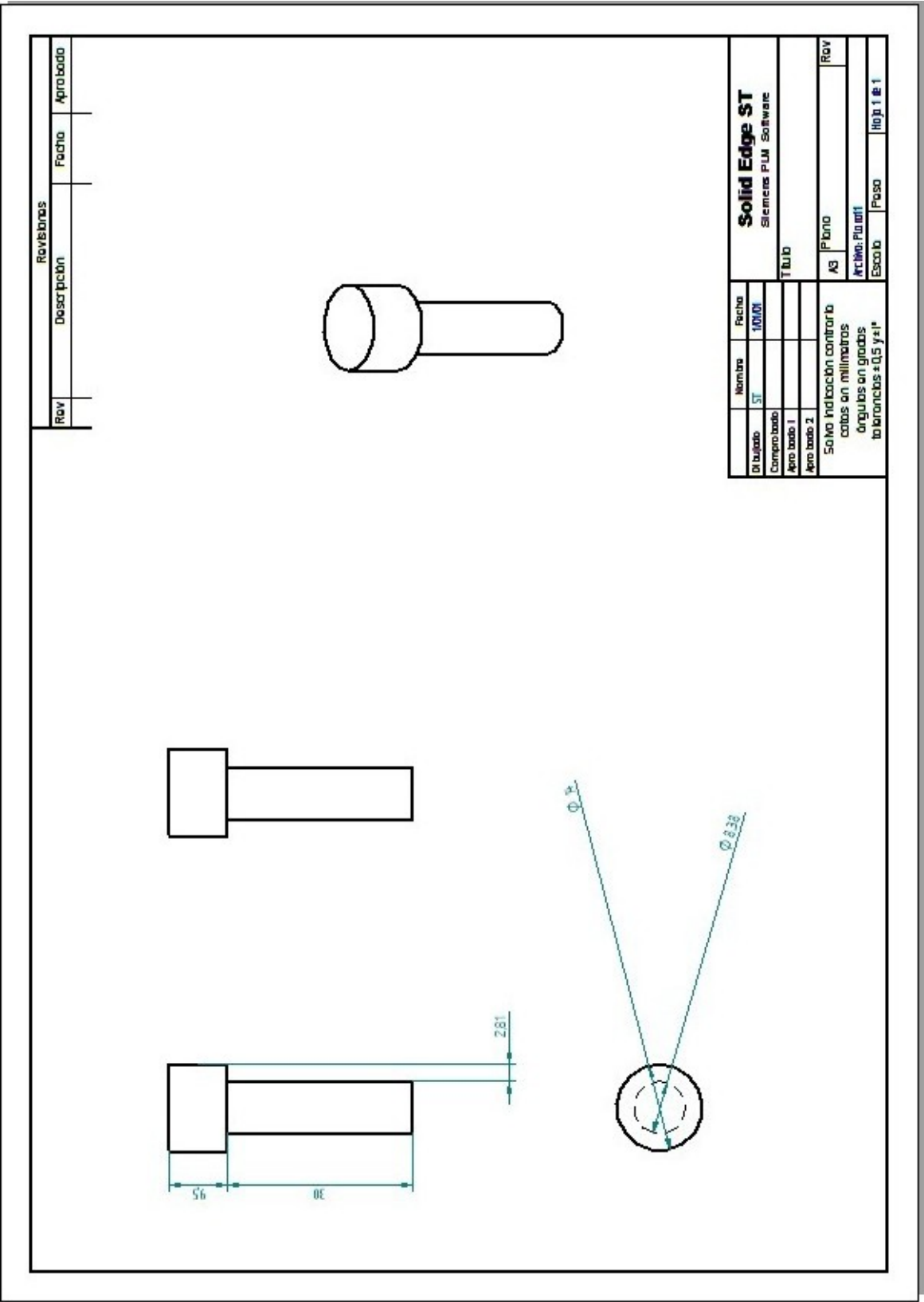
Página 115



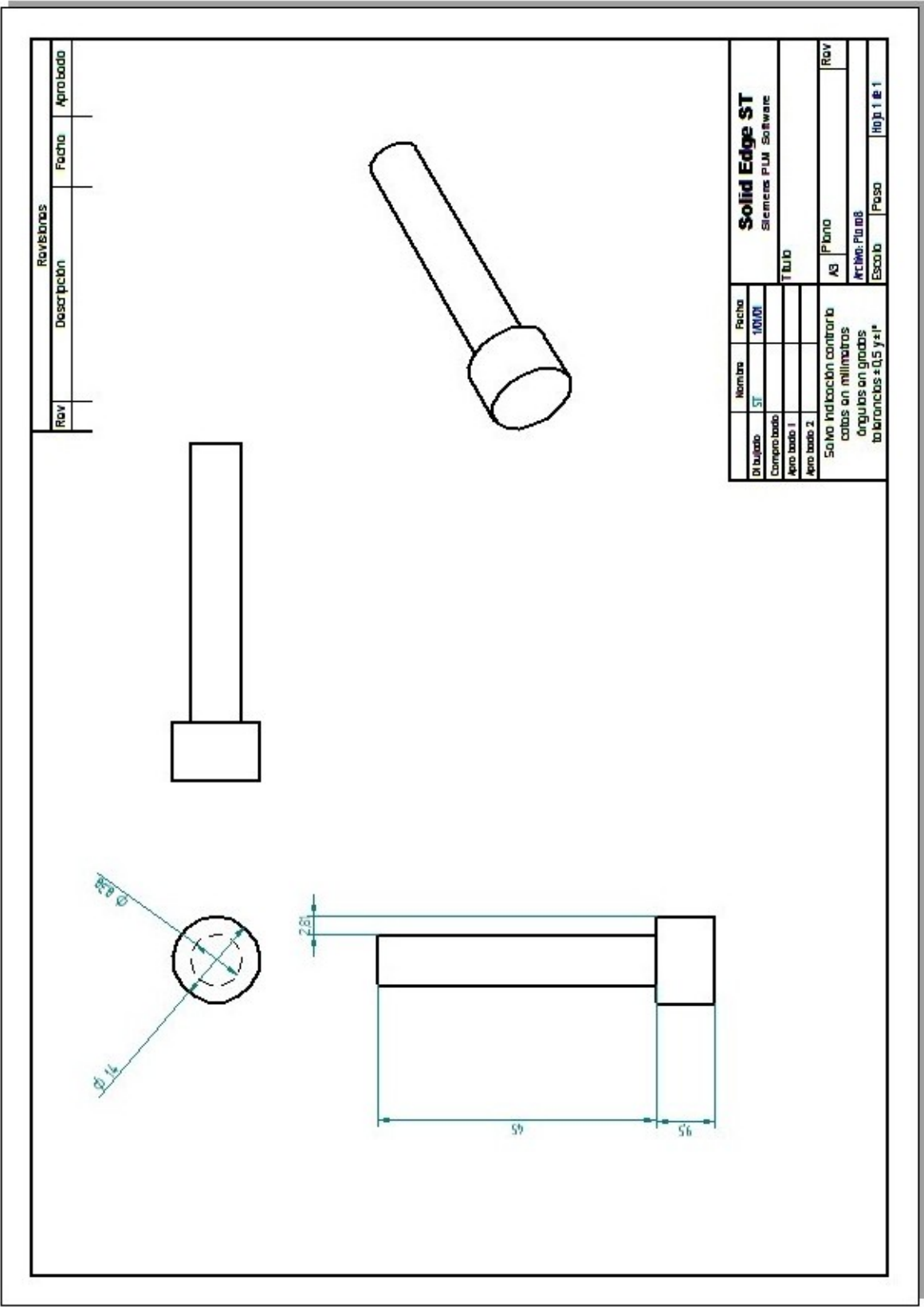


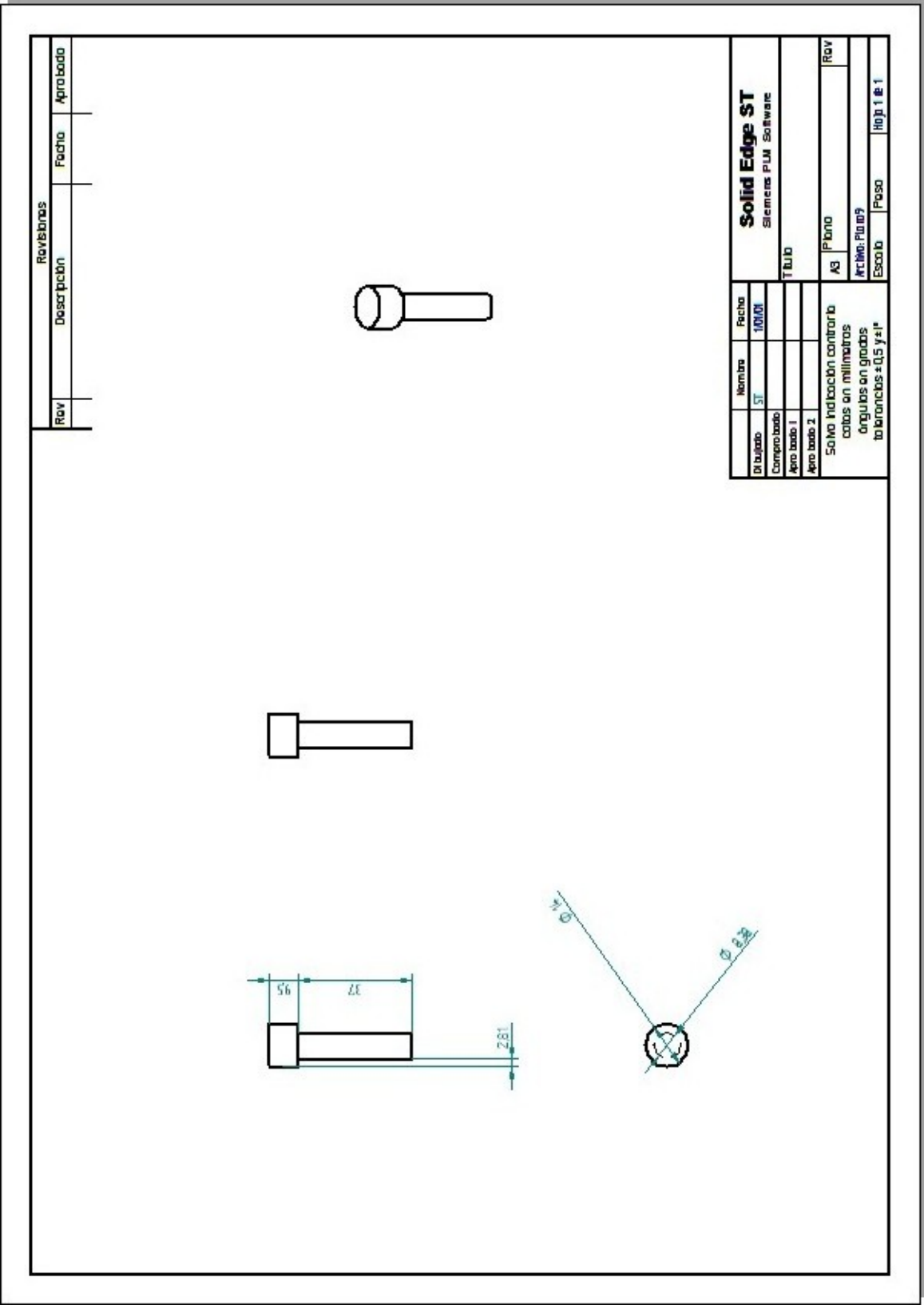


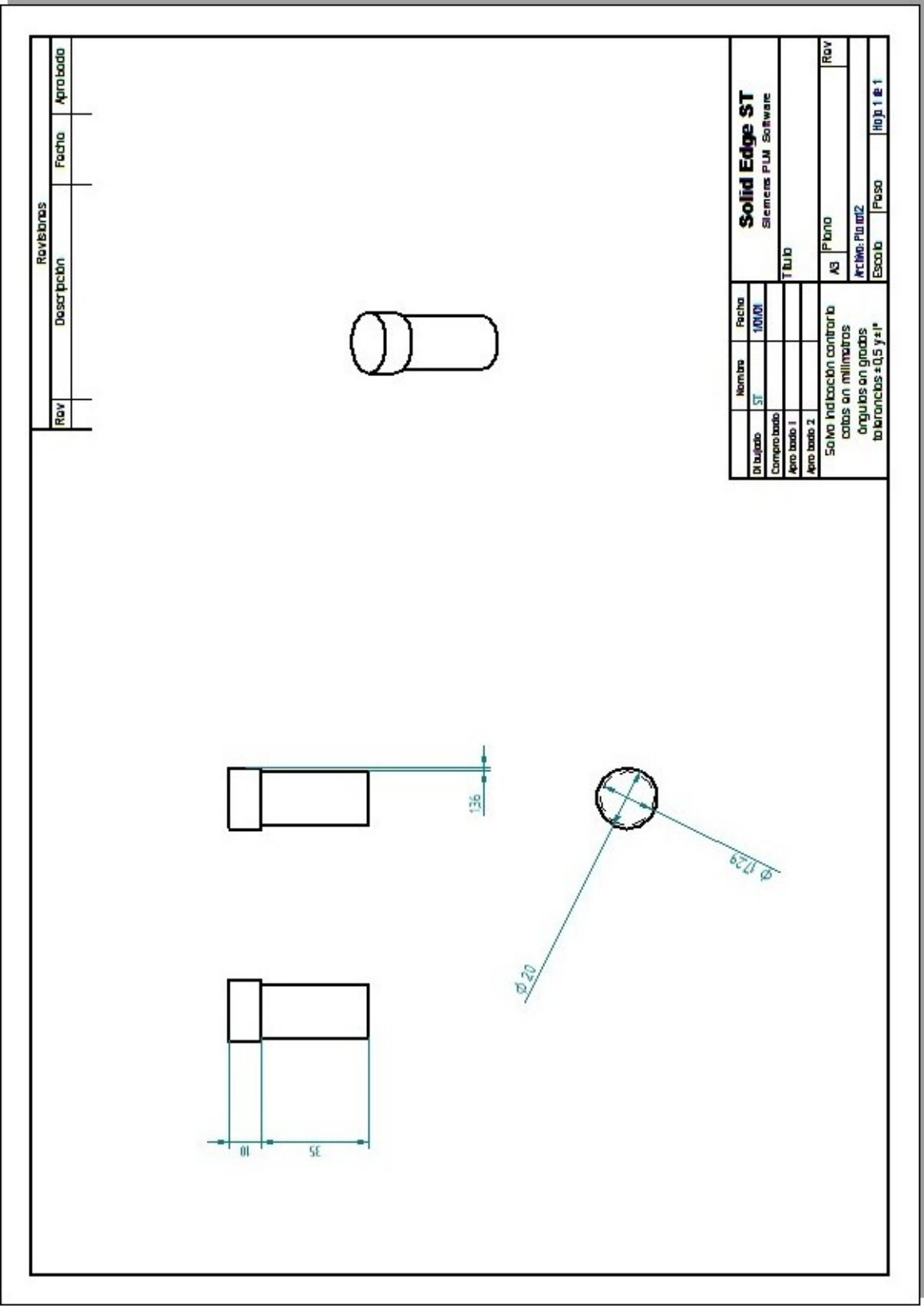












Página 124

